



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY

INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

LIS S PŘÍMÝM POHONEM 8 000 KN

PRESS WITH DIRECT DRIVE 8 000 KN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Ondřej Tomeček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Omes, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Student: **Bc. Ondřej Tomeček**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Výrobní stroje, systémy a roboty
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Omes, Ph.D.**
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Lis s přímým pohonem 8 000 kN

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jedná se o dvoubodový lis určený k provozování s technologiemi plošného tváření. Lis je poháněn motorem přes pohonou jednotku se zabudovanou spojko–brzdou. Ovládání spojko–brzd je realizováno jedním řídicím modulem. Lis je určen pro práci v automatické lince.

Jmenovitá síla: 8000 kN

Pracovní dráha: 4 mm

Cíle diplomové práce:

Rozbor kinematiky.

Návrh pohonu lisu.

Návrhové a kontrolní výpočty.

Výkresová dokumentace.

Vyhodnocení dosažených výsledků.

Závěr a doporučení pro praxi.

Seznam doporučené literatury:

ČECHURA, Milan, Jan HLAVÁČ a Jiří STANĚK. Konstrukce tvářecích strojů, Učební texty pro bakalářské i navazující magisterské studium. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015. ISBN 978-80-261-0513-8.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje I. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1037-X.

KAMELANDR, Ivan. Tvářecí stroje II. Brno: VUT FS v Brně, 1989, ISBN 80-214-1038-8.

NOVOTNÝ, Karel. Výrobní stroje a zařízení: Tvářecí stroje. Brno: VUT FSI v Brně, 2002.

STANĚK, Jiří. Základy stavby výrobních strojů: tvářecí stroje. Plzeň: Západočeská univerzita, 2001. ISBN 80-7082-738-6.

RUDOLF, Bedřich. Výrobní stroje a zařízení II. Praha: ČVUT Praha, 1990.

DRASTÍK, František. Výpočty z oboru kování a lisování. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1972

ŠTRBA, Marián a Jiří JANOUŠ. Tvářecí stroje – Všeobecné technické požadavky: československá státní norma ČSN 21 0001: schválena listopad 1996. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT, 1996.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce na téma dvoubodový klikový lis o jmenovité síle 8 000 kN se zabývá návrhem lisu s variabilní šířkou pracovního prostoru. První část práce je stručný přehled současných dvoubodových lisů. V další části je řešen návrh lisu se dvěma samostatnými motory, což poskytuje velkou variabilitu rozmezí pracovního prostoru.

KLÍČOVÁ SLOVA

Dvoubodový klikový lis, mechanický lis, přímý pohon, torque motor

ABSTRACT

Master thesis is about designing two point mechanical crank press with nominal force 8 000 kN and with variability width of workbench. First part of thesis is focused on present production of two point mechanical presses. In next part is designing of press with two torque motors. This solution provides wide width range of workbench.

KEYWORDS

Two point crank press, mechanical press, direct drive, torque motor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TOMEČEK, Ondřej. *Lis s přímým pohonem 8 000 kN*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124994>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky. Vedoucí práce Jiří Omes.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Omese, Ph. D. a s použitím uvedených literárních zdrojů.

V Brně dne 26. 6. 2020

.....

Ondřej Tomeček

PODĚKOVÁNÍ

Především děkuji panu Ing. Jiřímu Omesovi, Ph. D. za odborné rady a připomínky a také za čas strávený vedením této diplomové práce.

OBSAH

| | |
|---|----|
| ABSTRAKT..... | 5 |
| KLÍČOVÁ SLOVA..... | 5 |
| ABSTRACT..... | 5 |
| KEYWORDS..... | 5 |
| BIBLIOGRAFICKÁ CITACE..... | 7 |
| ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ..... | 9 |
| PODĚKOVÁNÍ..... | 11 |
| OBSAH..... | 9 |
| 1 ÚVOD..... | 11 |
| 2 PŘEHLED DVOUBODOVÝCH LISŮ O JMENOVITÉ SÍLE 8 000 kN..... | 12 |
| 3 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ LISU..... | 21 |
| 3.1 Výpočet klikového mechanismu bez tření..... | 21 |
| 3.2 Výpočet klikového mechanismu se třením..... | 23 |
| 4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH POHONU LISU..... | 25 |
| 4.1 Varianta s jedním motorem a vloženými koly podle Buckinghama..... | 25 |
| 4.2 Varianta s jedním motorem a vloženými koly se stejným průměrem..... | 26 |
| 4.3 Varianta se samostatným motorem pro každé klikové kolo..... | 28 |
| 5 VÝPOČET POHONU LISU..... | 30 |
| 5.1 Práce klikového lisu..... | 30 |
| 5.2 Výpočty krouticích momentů..... | 31 |
| 5.3 Pevnostní výpočet ozubení..... | 32 |
| 5.3.1 Soukolí 1 – hnací hřídel s pastorkem a předlohové kolo..... | 32 |
| 5.3.2 Soukolí 2 – pastorek na předlohovém hřídeli a klikové kolo..... | 32 |
| 5.4 Pevnostní kontrola hnacího hřídele..... | 33 |
| 5.5 Kontrola ložisek hnacího hřídele..... | 38 |
| 5.6 Pevnostní kontrola předlohového hřídele..... | 38 |
| 5.7 Pevnostní kontrola klikového hřídele..... | 44 |
| 5.8 Kontrola ložisek předlohového hřídele..... | 45 |
| 5.9 Kontrola svěrných pouzder..... | 45 |
| 6 ZÁVĚR..... | 46 |
| 7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY..... | 47 |
| 8 SEZNAM OBRÁZKŮ..... | 49 |
| 9 SEZNAM TABULEK..... | 50 |

| | | |
|----|--------------------------------|----|
| 10 | SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ | 51 |
|----|--------------------------------|----|

1 ÚVOD

Tématem této diplomové práce je návrh dvoubodového klikového lisu s přímým pohonem. Přímý pohon vyžaduje použití výkonných servomotorů s vysokým krouticím momentem. Energie je přenášena z motoru přes převodový mechanismus na beran lisu bez použití setrvačníku. To umožňuje řízení průběhu zdvihu stroje a lepší využití tvářecí síly, což je největší výhodou těchto lisů oproti klasickým lisům se setrvačníkem. Efektivita lisů s přímým pohonem se zvyšuje s použitím novějších technologií v oblasti servomotorů.

V této práci je nejdříve představena řada dvoubodových mechanických lisů současné světové produkce a jejich technické parametry. Z těchto parametrů jsou zvoleny nejběžnější a použity pro návrh.

2 PŘEHLED DVOUBODOVÝCH LISŮ O JMENOVITÉ SÍLE 8 000 kN

Unipress VSHD 800

Dvoubodový mechanický lis se svařovaným rámem (s možností montovaného rámu s kotvícími šrouby a možností dodání link motion mechanismu). Dále je lis vybaven hydraulickou ochranou proti přetížení, hydraulickým tlumením, automatickým mazáním, samostatným řídicím panelem, ovládacím panelem s rozhraním pro automatizaci a snímání nástrojů a procesů. (1)

| | | |
|-----------------------|-------|-----------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 |
| Sevřená výška | mm | 900 |
| Upínací plocha stolu | mm | 4000x1500 |
| Upínací plocha beranu | mm | 3900x1400 |
| Přestavení beranu | mm | 250 |
| Zdvih | mm | 400 |
| Počet zdvihů | 1/min | 16-24 |
| Výkon | kW | |

Tabulka 1 Vlastnosti lisu VSHD 800 (1)



Obrázek 1 Lis VSHD 600 firmy Unipress (1)

ŠMERAL LDO 800 A/S

Osřihovací lis určený pro ostříhování výronků po zápustkovém kování za tepla i za studena. Možnosti dalšího využití jsou kalibrační operace, stříhání, děrování, mělké tažení s použitím spodního pneumatického přidržovače. Tuto řadu lisů dodává výrobce Šmeral v rozsahu jmenovitých tvářecích sil od 2000 do 8000 kN. (2)

| | | |
|-----------------------|-------|-----------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 |
| Sevřená výška | mm | 1020 |
| Upínací plocha stolu | mm | 1870x1300 |
| Upínací plocha beranu | mm | 1860x1300 |
| Přestavení beranu | mm | 180 |
| Zdvih | mm | 320 |
| Počet zdvihů | 1/min | 32 |
| Výkon | kW | 62 |

Tabulka 2 Vlastnosti lisu LDO 800 A/S (2)



Obrázek 2 Ostříhovací lis LDO 800 A/S firmy Šmeral (2)

WORLD PRESS CHINA

JL36

Dvoubodový mechanický lis s mechanismem link motion, který se vyznačuje vysokou přesností, výkonem a stabilitou. Design je uzpůsoben pro pohlcování vibrací. Dále je lis vybaven mazacím systémem pro vysoké zatížení s automatickým alarmem, hydraulickou pojistkou proti přetížení, lištovým vedením beranu a možností ukládání parametrů formy a automatickým nastavením. (3)

| | | |
|-----------------------|-------|-----------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 |
| Sevřená výška | mm | 1100 |
| Upínací plocha stolu | mm | 3800x1800 |
| Upínací plocha beranu | mm | 3800x1800 |
| Přestavení beranu | mm | 550 |
| Zdvih | mm | 750 |
| Počet zdvihů | 1/min | 10.18 |
| Výkon | kW | 4x110 |

Tabulka 3 Vlastnosti lisu JL36 (3)



Obrázek 3 Lis JL36 firmy World press China (3)

JX36

Dalším z produktů čínské firmy Worldpress je dvoubodový lis JX36. Svařovaná konstrukce rámu kotvená předepjatými šrouby zajišťuje vysokou pevnost a tuhost. Konstruktivní řešení klikového hřídele zvětšuje vzdálenost mezi tlačnými body beranu, což poskytuje odolnost proti excentrickému zatížení a velkou pracovní plochu stolu. Spojkobrzda s nízkou setrvačností, vysokým krouticím momentem a nízkou hladinou hluku je řízena dvěma ventily přes PLC. Je použito lištové vedení beranu. (4)

| | | |
|-----------------------|-------|-----------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 |
| Sevřená výška | mm | 800 |
| Upínací plocha stolu | mm | 4000x2000 |
| Upínací plocha beranu | mm | 4000x2000 |
| Přestavení beranu | mm | 250 |
| Zdvih | mm | 350 |
| Počet zdvihů | 1/min | 15-25 |
| Výkon | kW | 75 |

Tabulka 4 Vlastnosti lisu JX36 (4)



Obrázek 4 Lis JX36 firmy World press China (4)

JS36

Posledním ze zmiňovaných čínských lisů je JS36 se suchou spojkoobrazdrou. Svařovaný rám je ukotven předpjatými šrouby. Díky šípovému ozubení převodů je dosaženo nižší hlučnosti chodu. Vedení beranu je lištové (ve variantách o čtyř nebo osmi lištách). Při využití pohyblivého pracovního stolu je dosaženo vyšší produktivity. Lis je vhodný pro stříhání, děrování, ohýbání. Je běžně používán v automobilovém průmyslu. (5)

| | | |
|-----------------------|-------|-----------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 |
| Sevřená výška | mm | 990 |
| Upínací plocha stolu | mm | 3640x1800 |
| Upínací plocha beranu | mm | 3640x1800 |
| Přestavení beranu | mm | 400 |
| Zdvih | mm | 500 |
| Počet zdvihů | 1/min | 10 |
| Výkon | kW | 110 |

Tabulka 5 Vlastnosti lisu JS36 (5)



Obrázek 5 Lis JS36 firmy World press China (5)

JNH Press c.o.

JCLP2-800

Tento dvoubodový excentrický je vhodný pro střížné operace, děrovací operace a tažné operace díky velkému zdvihu a velké pracovní ploše. (6)

| | | |
|-----------------------|-------|-----------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 |
| Sevřená výška | mm | 1200 |
| Upínací plocha stolu | mm | 2800x1600 |
| Upínací plocha beranu | mm | 2800x1600 |
| Přestavení beranu | mm | 600 |
| Zdvih | mm | 600 |
| Počet zdvihů | 1/min | 10 až 20 |
| Výkon | kW | 4x110 |

Tabulka 6 Vlastnosti lisu JCLP2 (6)



Obrázek 6 Lis JCLP-2-800 firmy JNH Press (6)

JNSP 2 -800

Tento klikový lis se svařovaným rámem je vhodný pro zpracování tlustých plechů různými tvářecími operacemi (stříhání, děrování, tažení). Je vhodný do postupové linky. (7)

| | | |
|-----------------------|-------|-----------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 |
| Sevřená výška | mm | 700 |
| Upínací plocha stolu | mm | 3200x1400 |
| Upínací plocha beranu | mm | 3000x1300 |
| Přestavení beranu | mm | 120 |
| Zdvih | mm | 350 |
| Počet zdvihů | 1/min | 20-30 |
| Výkon | kW | 95x4 |

Tabulka 7 Vlastnosti lisu JNSP2 (7)



Obrázek 7 Lis JNSP-2-800 firmy JNH Press (7)

AIDA

Mechanický lis MCX

Tento mechanický lis se vyrábí se svařovaným rámem staženým kotvami. Tato řada lisů se vyrábí v tonážích od 315 do 1 250 tun. Konfigurace mohou být s jednoduchým nebo dvojitým excentrickým pohonem, v široké škále možných délek zdvihu a lze si zvolit také valivé nebo lištové vedení beranu. Provedení setrvačníku je nabízeno ve třech variantách – standardní, střední a vysoce energetické. (8)

| | | | | | |
|-----------------------|-------|-----------|-----------|-----|-----|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 | | | |
| Sevřená výška | mm | 750 | 800 | 850 | 900 |
| Upínací plocha stolu | mm | 3650x1800 | 4600x1800 | | |
| Upínací plocha beranu | mm | 3650x1800 | 4600x1800 | | |
| Přestavení beranu | mm | 300 | | | |
| Zdvih | mm | 350 | 400 | | |
| Počet zdvihů | 1/min | 20-50 | | | |
| Výkon | kW | 75 | 90 | 110 | 150 |

Tabulka 8 Vlastnosti lisu MCX (8)



Obrázek 8 Lis MCX-630 firmy AIDA (8)

Lis s přímým pohonem DSF-M2

Řada lisů DSF je vlastně variantou lisů MCX doplněnou přímým pohonem. Rám je stažen kotvami. Konfigurace se vyrábí s jedním nebo dvěma excentrickými pohony, v tonážích od 315 do 1 250 tun, s různými možnostmi délek zdvihu a s volbou různých typů vedení beranu. (9)

| | | | | |
|-----------------------|-------|-----------|-----------|-----|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 | | |
| Sevřená výška | mm | 750 | 800 | 850 |
| Upínací plocha stolu | mm | 3650x1800 | 4600x1800 | |
| Upínací plocha beranu | mm | 3650x1800 | 4600x1800 | |
| Přestavení beranu | mm | 300 | | |
| Zdvih | mm | 300 | 350 | 400 |
| Počet zdvihů | 1/min | 1 až 60 | | |
| Výkon | kW | 1x500 | 2x580 | |

Tabulka 9 Vlastností lisu DSF-M2 (9)

Simpac

MC-800

Kompaktní lis vhodný do postupové linky. Motor, spojko- brzdová jednotka, mazací systém a ovládací prvky jsou německého původu a zaručují dlouhou životnost a maximální dynamiku. Ke standardnímu vybavení patří elektrická zvedací zábrana s průhledy z bezpečnostního skla, elektrické seřízení skluzu, mechanické blokování skluzu, pneumatické vyvážení, vzduchem chlazený, frekvenčně řízený střídavý motor, hydraulická jednotka a mazací jednotka s progresivním rozdělovačem, hydraulická ochrana proti přetížení, monitorování lisovací síly, pružinové tlumiče vibrací, rozhraní VPN pro vzdálenou údržbu. (10)

| | | | | |
|-----------------------|-------|-----------|-----------|--|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 | | |
| Sevřená výška | mm | 800 | | |
| Upínací plocha stolu | mm | 3200x1500 | 4000x1500 | |
| Upínací plocha beranu | mm | 3200x1500 | 4000x1500 | |
| Přestavení beranu | mm | 250 | | |
| Zdvih | mm | 350 | | |
| Počet zdvihů | 1/min | 15-50 | | |
| Výkon | kW | | | |

Tabulka 10 Vlastností lisu MC-800 (10)



Obrázek 10 Lis MC-800 firmy Simpac (10)

MX-800

Další lis s přímým servo pohonem, který poskytuje vysokou produktivitu výroby. Motor vyvine maximální tvářecí sílu i při nízké rychlosti tváření. Motor, výkonová elektronika, mazání a kontrola lisu jsou německého původu a zaručují dlouhou životnost a maximální dynamiku. Standardní výbava lisu je následující: vodou chlazený servomotor a výkonová elektronika, elektrická zvedací brána s průhledy z bezpečnostního skla, pohyblivý stůl s mobilním ovládacím panelem, elektrické seřízení skluzu, mechanické blokování skluzu, pneumatická vyvážení beranu, hydraulická jednotka a mazací jednotka s progresivním rozdělovačem, hydraulická ochrana proti přetížení, monitorování lisovací síly, pružinové tlumiče vibrací, rozhraní VPN pro vzdálenou údržbu. (11)

| | | |
|-----------------------|-------|---------------------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 |
| Sevřená výška | mm | 800 |
| Upínací plocha stolu | mm | 3200x1500 4000x1500 |
| Upínací plocha beranu | mm | 3200x1500 4000x1500 |
| Přestavení beranu | mm | 250 |
| Zdvih | mm | 350 |
| Počet zdvihů | 1/min | 3 až 60 |
| Výkon | kW | |

Tabulka 11 Vlastností lisu MX-800 (11)



Obrázek 11 Lis MX-800 firmy Simpac (11)

SX-800

Nejmenší lis z řady SX. Řada SX se vyrábí v rozmezí tvářecích sil od 8 000 kN až do 30 000 kN. Vlastnosti a základní vybavení lisu SX-800 jsou stejné jako u předchozího servolisu MX-800. (12)

| | | |
|-----------------------|-------|---------------------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 |
| Sevřená výška | mm | 1100 |
| Upínací plocha stolu | mm | 4600x1800 4600x2200 |
| Upínací plocha beranu | mm | 4600x1800 4600x2200 |
| Přestavení beranu | mm | 400 |
| Zdvih | mm | 500 |
| Počet zdvihů | 1/min | 3 až 55 |
| Výkon | kW | |

Tabulka 12 Vlastnosti lisu MX-800 (12)



Obrázek 12 Lis SX-800 firmy Simpac (12)

DA/DAH-800

Dvoubodový lis s dlouhým vedením beranu v provedení se 6 lištami (DA) nebo v provedení s 8 lištami (DAH). Dlouhé vedení umožňuje větší excentrické zatížení beranu. Převod uložený v olejové komoře poskytuje nízkou hlučnost. Dobré mazání zaručuje tlakový mazací systém. Standardní výbava lisu zahrnuje hydraulickou ochranu proti přetížení, elektrické seřízení skluzu, mechanické zajištění beranu, automatické vyvažování beranu, pružinové tlumiče vibrací, monitorování lisovací síly. (13)

| | | | |
|-----------------------|-------|-----------|----------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 | |
| Sevřená výška | mm | 850 | |
| Upínací plocha stolu | mm | 3000x1700 | |
| Upínací plocha beranu | mm | 3000x1700 | |
| Přestavení beranu | mm | 250 | |
| Zdvih | mm | 450 | 250 |
| Počet zdvihů | 1/min | 12 až 24 | 30 až 60 |
| Výkon | kW | | |

Tabulka 13 Vlastnosti lisu DA-800 (13)



Obrázek 13 Řada lisů DA-1200 firmy Simpac (13)

Komatsu

H2FM-800

Dvoubodový lis s přímým pohonem se vyznačuje vysokou tuhostí rámu a pokročilými technologiemi zaměřenými na zvýšení produktivity a flexibility. Servomotor je chlazený kapalinou s vysokým točivým momentem. Systém dálkového sledování nepřetržitě kontroluje výkon stroje i připojených zařízení. Všechna uložená data jsou přístupná přes internet. (14)

| | | |
|-----------------------|-------|-----------|
| Jmenovitá síla | kN | 8000 |
| Sevřená výška | mm | 750-900 |
| Upínací plocha stolu | mm | 3000x1700 |
| Upínací plocha beranu | mm | 3000x1700 |
| Přestavení beranu | mm | 300 |
| Zdvih | mm | 500 |
| Počet zdvihů | 1/min | 40 |
| Výkon | kW | 495 |

Tabulka 14 Vlastnosti lisu H2FM-800 (14)



Obrázek 14 Lis H2FM-630 firmy Komatsu (14)

| | |
|--------|-----------|
| LDO | 1860x1300 |
| JCLP | 2800x1600 |
| JNSP | 3000x1300 |
| H2FM | 3000x1700 |
| DAH | 3000x1700 |
| MC-800 | 3200x1500 |
| MX-800 | 3200x1500 |
| JS36 | 3640x1800 |
| MCX | 3650x1800 |
| DSF | 3650x1800 |
| JL36 | 3800x1800 |
| VSHD | 3900x1400 |
| JX36 | 4000x2000 |
| MC-800 | 4000x1500 |
| MX-800 | 4000x1500 |
| MCX | 4600x1800 |
| DSF | 4600x1800 |
| SX-800 | 4600x1800 |
| SX-800 | 4600x2200 |

Tabulka 15 Seřazení lisů podle šířky beranu

3 VÝPOČET ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ LISU

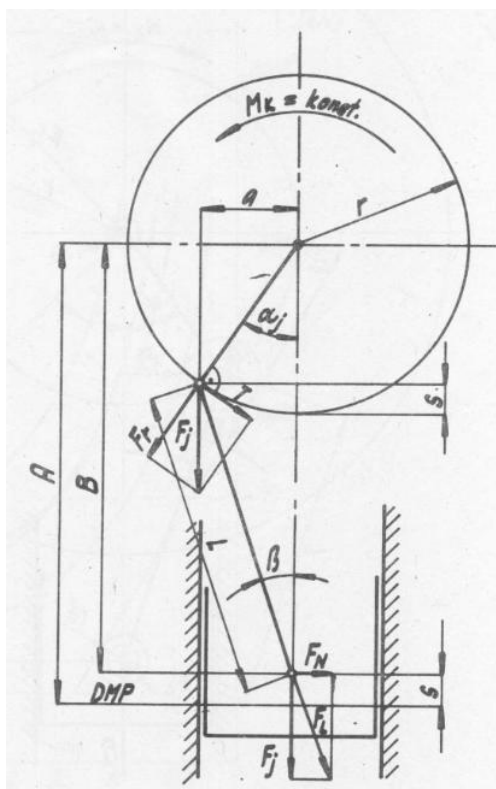
3.1 Výpočet klikového mechanismu bez tření

Zadané hodnoty

Jmenovitá síla $F_j = 8000 \text{ kN}$

Pracovní dráha $s = 4 \text{ mm}$

Podle přehledu vyráběných lisů byl zvolen zdvih $z = 400 \text{ mm}$ a dále maximální počet zdvihů za minutu $n = 60 \text{ min}^{-1}$.



Obrázek 15 Schéma klikového mechanismu bez tření (15)

Výpočty

Poloměr kliky (excentricita)

$$r = \frac{z}{2} = \frac{400}{2} = 200 \text{ mm} \quad (1)$$

Poměr poloměru kliky k délce ojnice

Tento koeficient je pro univerzální lisů v rozmezí 0,05 až 0,1. Dále volím délku ojnice $L_0 = 2100 \text{ mm}$.

$$K = r/L_0 = 200/2100 = 0,095 \quad (2)$$

Vzdálenost čepu v beranu od osy klikového hřídele

$$A = L_0 + r = 2100 + 200 = 2300 \text{ mm} \quad (3)$$

Vzdálenost čepu beranu od osy klikového hřídele na začátku pracovní části zdvihu

$$B = A - s_j = 2300 - 4 = 2296 \text{ mm} \quad (4)$$

Úhel mezi ojnicí a směrem pohybu beranu

$$\begin{aligned} \beta &= \arccos\left(\frac{L_0^2 + B^2 - r^2}{2 \cdot L_0 \cdot B}\right) = \arccos\left(\frac{2100^2 + 2296^2 - 200^2}{2 \cdot 2100 \cdot 2296}\right) = \\ &= 1,04^\circ \end{aligned} \quad (5)$$

Jmenovitý úhel lisu

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{L_0 \cdot \sin \beta}{r}\right) = \arcsin\left(\frac{2100 \cdot \sin 1,04}{200}\right) = 10,97^\circ \quad (6)$$

Síla v ojnicí

$$F_L = \frac{F_j}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{8\,000\,000}{2 \cdot \cos 1,04} = 4\,000\,657 \text{ N} \quad (7)$$

Normálová síla do vedení beranu

$$F_N = 0,5 \cdot F_j \cdot \operatorname{tg} \beta = 0,5 \cdot 8\,000\,000 \cdot \operatorname{tg} 1,04 = 72\,510 \text{ N} \quad (8)$$

Tečná síla na klikovém čepu

$$\begin{aligned} T_{\zeta} &= 0,5 \cdot F_j \cdot (\sin \alpha + 0,5 \cdot K \cdot \sin(2 \cdot \alpha)) = \\ &= 0,5 \cdot 8\,000\,000 \cdot (\sin 10,97 + 0,5 \cdot 0,095 \cdot \sin(2 \cdot \alpha)) = \\ &= 832\,398 \text{ N} \end{aligned} \quad (9)$$

Krouticí moment na klikovém kole

Účinnost klikového mechanismu η je v rozmezí 0,7 až 0,9. Z důvodu dimenzování součástí bylo zvoleno $\eta = 0,7$.

$$\begin{aligned} M_k &= \frac{F_j \cdot r \cdot \sin(\alpha + \beta)}{2 \cdot \eta \cdot \cos \beta} = \frac{8\,000\,000 \cdot 200 \cdot \sin(10,97 + 1,04)}{2 \cdot 0,7 \cdot \cos 1,04} \\ &= 237\,831 \text{ Nm} \end{aligned} \quad (10)$$

Přibližný průměr klikového hřídele

$$\begin{aligned} d_0 &= 10,25 \sqrt{\frac{0,5 \cdot F_j}{10\,000} + 100} = 10,25 \sqrt{\frac{0,5 \cdot 8\,000\,000}{10\,000} + 100} \\ &= 229 \text{ mm} \end{aligned} \quad (11)$$

Pro větší tuhost hřídele byl průměr zvětšen o 50 % na 280 mm.

Dovolený tlak na pouzdro kliky je $p_{pk} = 32 \text{ MPa}$. Šířka ojnice zvolena $l_k = 420 \text{ mm}$. Pro vysoký výkon lisu je zvolen maximální počet zdvihů $n = 60 \text{ min}^{-1}$.

Minimální průměr výstředníku

$$d_{km} = \frac{F_L}{l_k \cdot p_{pk}} = \frac{4\,000\,657}{420 \cdot 32} = 298 \text{ mm} \quad (12)$$

Dále bude proveden kontrolní výpočet čepu výstředníku pomocí měrného tlaku a p-v koeficientu. Dovolený interval p-v koeficientu je 20;30. Aby průměr výstředníku splňoval tento výpočet, je zvolen průměr 500 mm.

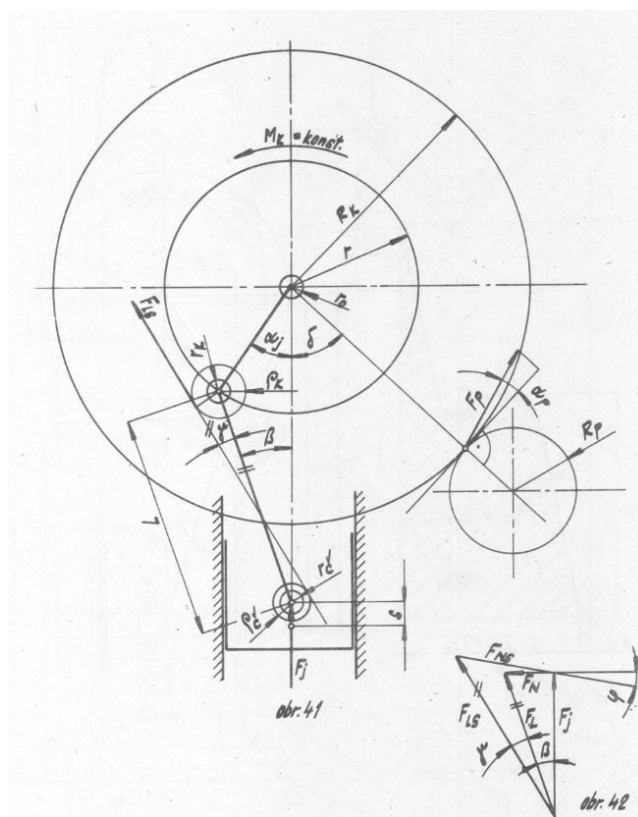
Obvodová rychlost na čepu výstředníku

$$v_v = \frac{2\pi n_n}{60} \cdot \frac{d_{km}}{2 \cdot 1000} = \frac{2\pi \cdot 60}{60} \cdot \frac{500}{2 \cdot 1000} = 1,57 \text{ ms}^{-1} \quad (13)$$

Potom pro měrný tlak na čepu výstředníku platí

$$p_{dv} = \frac{F_j}{n_{tb} \cdot l_k \cdot d_{km}} = \frac{8\,000\,000}{2 \cdot 420 \cdot 500} = 19,05 \text{ MPa} \quad (14)$$

3.2 Výpočet klikového mechanismu se třením



Obrázek 16 Schéma klikového mechanismu se třením (15)

Třecí poloměr mezi beranem a ojnicí

Byl zvolen součinitel kluzného tření v kluzném ložisku $\mu = 0,05$ a dále průměr opěry v beranu $d_{op} = 255$ mm. Potom je třecí poloměr dán vztahem

$$\rho_{\xi} = 0,5 \cdot \mu \cdot d_{op} = 0,5 \cdot 0,05 \cdot 255 = 6,375 \text{ mm} \quad (15)$$

Obdobně pro třecí poloměr mezi ojnicí a klikovým kolem platí

$$\rho_k = 0,5 \cdot \mu \cdot d_k = 0,5 \cdot 0,05 \cdot 500 = 12,5 \text{ mm} \quad (16)$$

Třecí poloměr mezi klikovým kolem a čepem

$$\rho_o = 0,5 \cdot \mu \cdot d_o = 0,5 \cdot 0,05 \cdot 280 = 7,0 \text{ mm} \quad (17)$$

Třecí součinitel

$$\varphi_{tř} = \arctg \mu = \arctg 0,05 = 2,86^\circ \quad (18)$$

Zešikmení směru síly v ojnicí vůči ose ojnice vlivem tření

$$\begin{aligned} \gamma_{tř} &= \arcsin \left(0,5 \cdot \mu \cdot \frac{d_{op} + d_k}{L_o} \right) = \arcsin \left(0,5 \cdot 0,05 \cdot \frac{255 + 500}{2100} \right) \\ &= 0,51^\circ \end{aligned} \quad (19)$$

Skutečná velikost síly v ojnicí

$$\begin{aligned} F_{Ls} &= \frac{0,5 \cdot F_j \cdot \cos \varphi_{tř}}{\cos(\beta + \gamma_{tř} + \varphi_{tř})} = \frac{0,5 \cdot 8\,000\,000 \cdot \cos 2,86}{\cos(1,04 + 10,97 + 2,86)} \\ &= 4\,006\,904 \text{ N} \end{aligned} \quad (20)$$

Ideální rameno síly

$$\begin{aligned} a_{id} &= r \cdot (\sin \alpha + 0,5 \cdot K_o \cdot \sin 2\alpha) \\ &= 200 \cdot (\sin 10,97 + 0,5 \cdot 0,095 \cdot \sin(2 \cdot 10,97)) \\ &= 41,62 \text{ mm} \end{aligned} \quad (21)$$

Třecí rameno síly

$$\begin{aligned} a_{tř} &= 0,5 \cdot \mu \cdot ((1 + K_o) \cdot d_k + K_o \cdot d_{op} + d_o) = \\ &= 0,5 \cdot 0,05 \cdot ((1 + 0,095) \cdot 500 + 0,095 \cdot 255 + 280) = 21,30 \text{ mm} \end{aligned} \quad (22)$$

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH POHONU LISU

Zadáním práce je navrhnout dvoubodový klikový lis s přímým pohonem a variabilitou šířky pracovního stolu od 2 metrů po 4,5 metru. Při změnách šířky stolu má docházet k co nejmenším změnám na příčniku lisu.

4.1 Varianta s jedním motorem a vloženými koly podle Buckinghama

V literatuře (15) jsou uvedeny podmínky pro výpočet ozubení mechanických lisů podle Buckinghama:

- Převod nesmí být celé číslo.
- Počet zubů má být lichý.
- Průhyb hřídelů s ozubenými koly musí být minimální, aby ozubení neslo v celé šířce zubu.
- Ozubení provést co nejpresnější z nejvhodnějších tepelně zpracovaných materiálů.
- Ozubení nesmí být zdrojem hluku.

Podle těchto podmínek bylo navrženo následující řešení převodů.

Modul $m=16$ mm

Počet zubů pastorku $z_1 = 21$, průměr roztečné kružnice $D_1 = 341,183$ mm

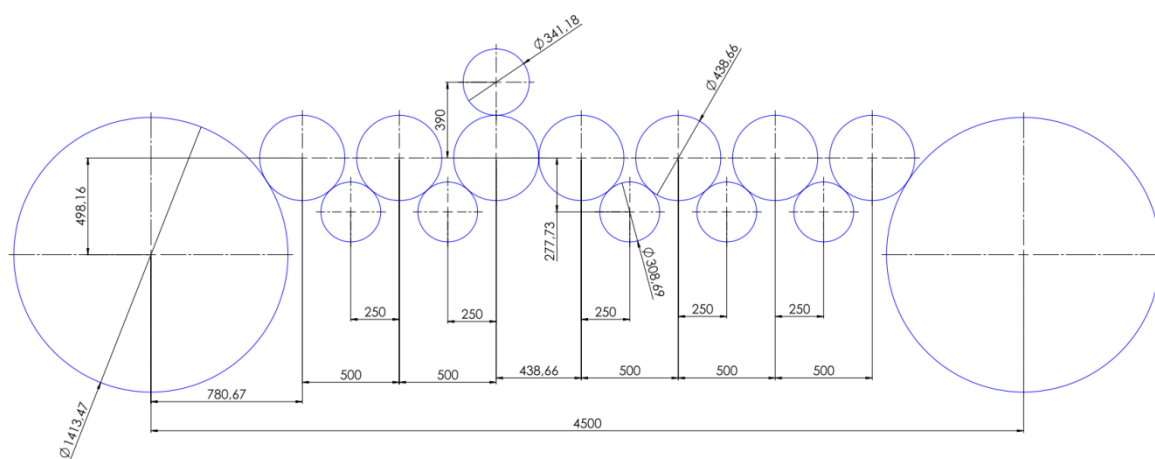
Počet zubů vloženého kola $z_2 = 27$, průměr roztečné kružnice $D_2 = 438,664$ mm

Počet zubů vloženého kola $z_3 = 19$, průměr roztečné kružnice $D_3 = 308,690$ mm

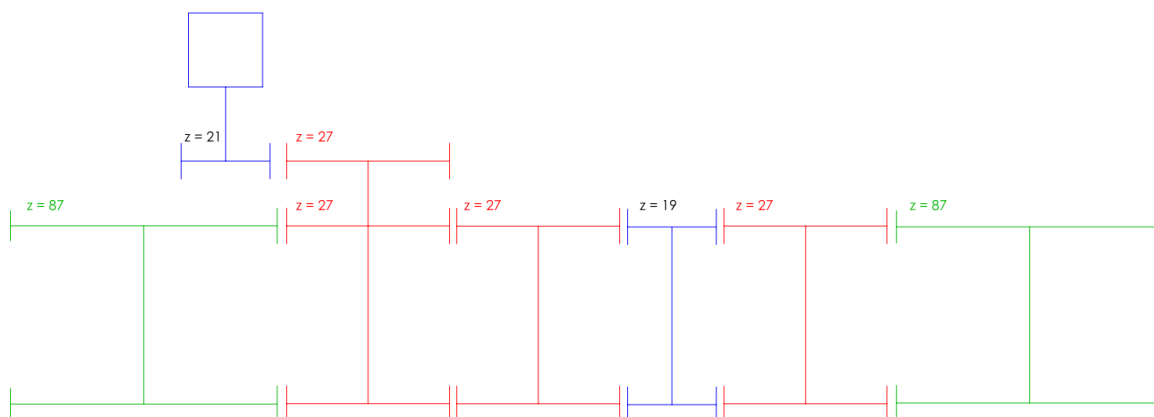
Počet zubů klikového kola $z_4 = 87$, průměr roztečné kružnice $D_4 = 1413,474$ mm.

Převodový poměr mezi klikovým kolem a pastorkem

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{27}{21} \cdot \frac{87}{19} = 4,14 \quad (23)$$



Obrázek 17 Návrh soukolí podle Buckinghama verze 4 500 mm



Obrázek 18 Návrh soukolí podle Buckinghama verze 2500 mm

Toto řešení splňuje podmínky návrhu podle Buckinghama, ale výpočtem účinnosti soukolí se ukáže jeho nevýhodnost z hlediska velkého počtu styčných ploch a ložisek. Kliková kola budou na otočných čepích. Vložená kola se budou otáčet na pevných čepích.

Byly zvoleny následující hodnoty účinností:

- Účinnost ozubeného převodu $\eta_{\text{ozub}} = 0,99$
- Účinnost valivých ložisek $\eta_{\text{val}} = 0,99$
- Účinnost kluzných ložisek $\eta_{\text{klu}} = 0,98$

Pro každý otočný čep jsou potřebná dvě valivá ložiska a každý pevný čep jedno ložisko. Účinnost převodu od klikového kola po hnací pastorek je dána:

$$\eta_{\text{celk}} = \eta_{\text{val}}^{16} \cdot \eta_{\text{ozub}}^{14} \cdot \eta_{\text{klu}}^2 = 0,99^{16} \cdot 0,99^{14} \cdot 0,98^2 = 0,71 \quad (24)$$

Potřebný krouticí moment

$$M_{\text{potř}} = \frac{M_{\text{skut}}}{\eta_{\text{celk}} \cdot i} = \frac{262\,623}{0,71 \cdot 4,14} = 89\,233 \text{ Nm} \quad (25)$$

4.2 Varianta s jedním motorem a vloženými koly se stejným průměrem

Tento způsob řešení se používá v praxi. Odstraňuje nevýhodu velkého množství součástí na výrobu. Tím se zmenšuje i počet styčných ploch a ložisek a zvětšuje se účinnost celého systému.

Modul $m=16$ mm

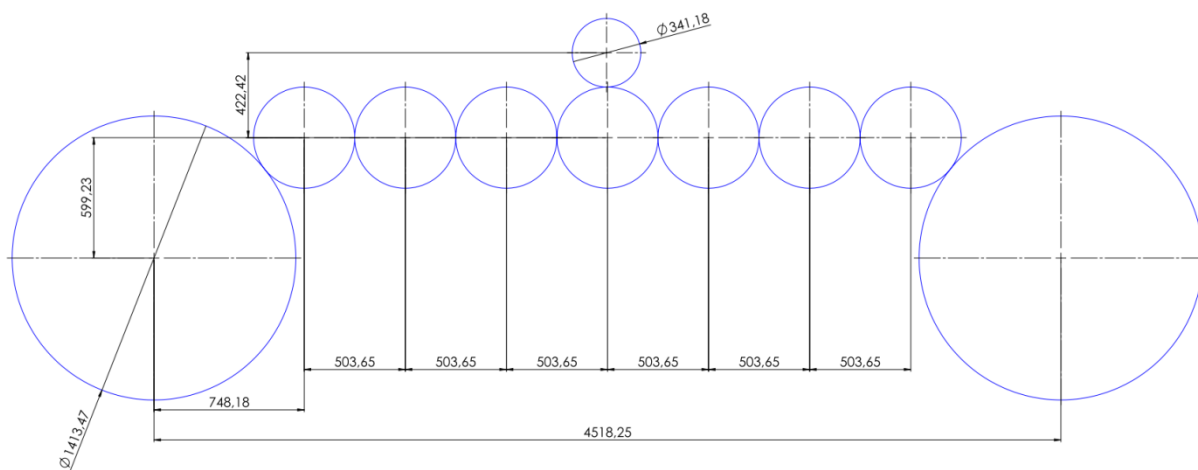
Počet zubů pastorku $z_1 = 21$, průměr roztečné kružnice $D_1 = 341,183$ mm.

Počet zubů vloženého kola $z_2 = 31$ průměr roztečné kružnice $D_2 = 503,65$ mm.

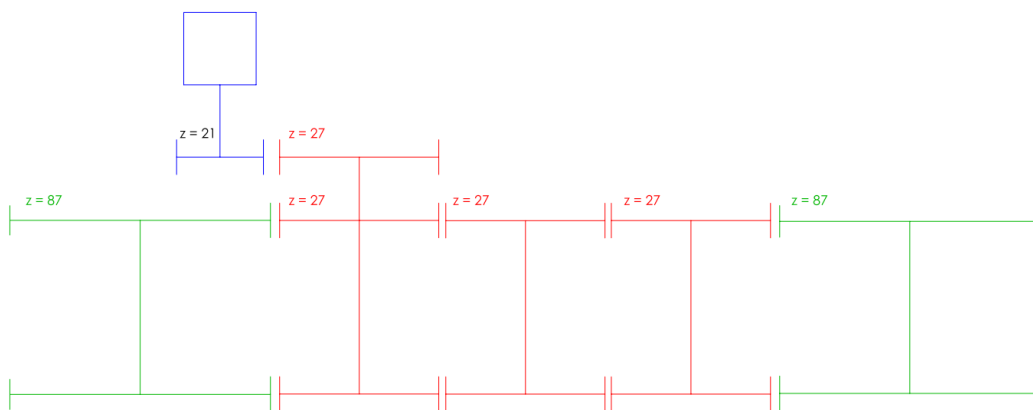
Počet zubů klikového kola $z_4 = 87$, průměr roztečné kružnice $D_4 = 1413,474$ mm.

Převodový poměr mezi klikovým kolem a pastorkem

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{31}{21} \cdot \frac{87}{31} = 4,14 \quad (26)$$



Obrázek 19 Návrh soukolí s vloženými koly o stejném průměru verze 4 500 mm



Obrázek 20 Návrh soukolí s vloženými koly o stejném průměru verze 2500 mm

Pro porovnání účinnosti s předchozím řešením je opět počítáno pro každý otočný čep dvě valivá ložiska a každý pevný čep jedno ložisko. Účinnost převodu od klikového kola po hnací pastorek je dána:

$$\eta_{\text{celk}} = \eta_{\text{val}}^{11} \cdot \eta_{\text{ozub}}^9 \cdot \eta_{\text{klu}}^2 = 0,99^{11} \cdot 0,99^9 \cdot 0,98^2 = 0,79 \quad (27)$$

Potřebný krouticí moment

$$M_{\text{potř}} = \frac{M_{\text{skut}}}{\eta_{\text{celk}} \cdot i} = \frac{262\,623}{0,79 \cdot 4,14} = 80\,700 \text{ Nm} \quad (28)$$

4.3 Varianta se samostatným motorem pro každé klikové kolo

Varianta, kdy každé klikové kolo je poháněno samostatným motorem, umožňuje plynulou změnu šířky pracovního stolu v podstatě beze změn na příčnici. Počet komponent pro každou délkovou variantu je stejný. Méně součástí, ložisek a dotykových ploch zajišťuje větší účinnost systému. Nevýhodou může být pořizovací cena dvou motorů a jejich synchronizace při chodu.

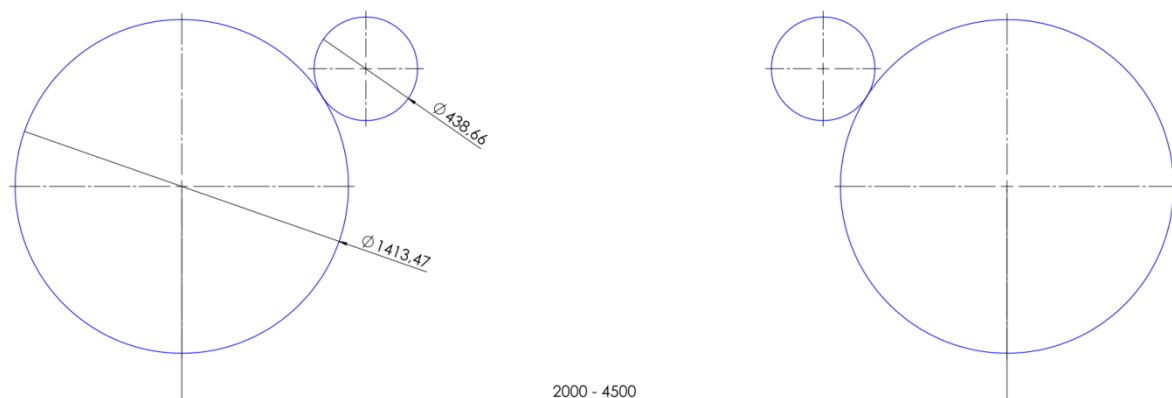
Modul $m=14$ mm

Počet zubů pastorku $z_1 = 31$, průměr roztečné kružnice $D_1 = 440,695$ mm.

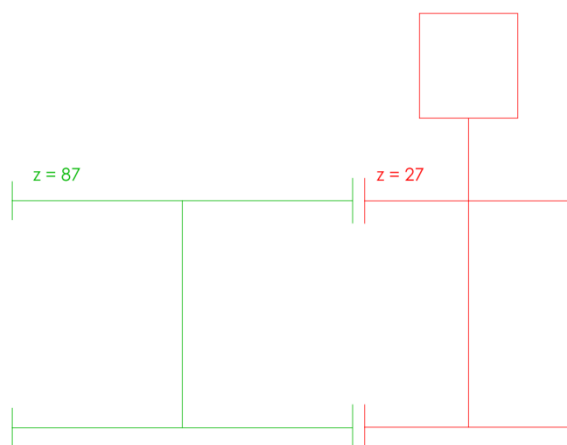
Počet zubů klikového kola $z_2 = 99$, průměr roztečné kružnice $D_2 = 1407,381$ mm.

Převodový poměr mezi klikovým kolem a pastorkem je dán

$$i_{23} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{99}{23} = 4,30 \quad (29)$$



Obrázek 21 Variabilita šířky stolu při použití samostatného motoru pro každé klikové kolo



Obrázek 22 Návrh přímého pohonu bez vložených kol

Účinnost převodu je dána (pouze jedna strana)

$$\eta_{\text{celk}} = \eta_{\text{val}}^4 \cdot \eta_{\text{ozub}}^2 \cdot \eta_{\text{klu}} = 0,99^4 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,92 \quad (30)$$

Potřebný krouticí moment

$$M_{\text{potř}} = \frac{M_{\text{skut}}}{\eta_{\text{celk}} \cdot i} = \frac{262\,623}{0,92 \cdot 4,3} = 89\,129 \text{ Nm} \quad (31)$$

Pro největší variabilitu šířky pracovního stolu byla pro konečný návrh lisu zvolena tato varianta.

5 VÝPOČET POHONU LISU

5.1 Práce klikového lisu

Zadané veličiny

Jmenovitá síla $F_j = 8\,000\text{ kN}$

Jmenovitá dráha $s_j = 4\text{ mm}$

Maximální počet zdvihů za minutu $n_j = 60\text{ min}^{-1}$

Výpočty

Tvářecí práce

Koeficient technologie – běžné stříhání $m = 0,63$

$$A_{tv} = F_j \cdot s_j \cdot m_s = 8\,000\,000 \cdot 0,004 \cdot 0,63 = 20\,160\text{ J} \quad (32)$$

Třecí práce

Třecí práce se určí jako (0,15 až 0,25) A_{tv} . Zvoleno 0,25.

$$A_{tř} = 0,25 \cdot A_{tv} = 0,25 \cdot 20\,160 = 5\,040\text{ J} \quad (33)$$

Deformační práce

Pro výpočet deformační práce je nejprve potřeba spočítat celkovou deformaci stroje a nástrojů f_{celk} .

Koeficient pro univerzální lisy $k_1 = 10$.

$$f_{celk} = \frac{F_j}{k_1 \sqrt{10 \cdot F_j}} = \frac{8\,000}{10 \sqrt{10 \cdot 8\,000}} = 2,83\text{ mm} \quad (34)$$

Koeficient pro univerzální lisy $k_1 = 10$.

$$A_{def} = \frac{F_j \cdot f_{celk}}{2} = \frac{8\,000\,000 \cdot 2,83 \cdot 10^{-3}}{2} = 11\,314\text{ J} \quad (35)$$

Celková práce

Rozběhová práce je zanedbána z důvodu práce stroje v automatické lince. Práce pomocných mechanismů je nulová, protože budou mít samostatný pohon.

$$A_{celk} = A_{tv} + A_{tř} + A_{def} = 20\,160 + 5\,040 + 11\,314 = 36\,514\text{ J} \quad (36)$$

Příkon elektromotoru

K výpočtu výkonu elektromotoru je potřebné znát čas cyklu. V případě automatizované linky, ve které bude pracovat navrhovaný lis, je čas cyklu roven času jednoho zdvihu.

$$t_{cykl} = \frac{1}{n} = \frac{60}{60} = 1 \text{ s} \quad (37)$$

Účinnost převodů $\eta = 0,60$

$$P = \frac{A_{celk}}{t_{cykl} \cdot \eta} = \frac{36\,514}{1 \cdot 0,6} = 60\,856 \text{ W} \quad (38)$$

5.2 Výpočty krouticích momentů

Počet zubů klikového kola je 99. Ozubení je voleno dvojnásobné šikmé, aby bylo dosaženo odečtení účinků axiálních sil. Šířka každého ozubení je 120 mm. Materiál klikových kol je 14 220.

Další ozubení je realizováno přímo na předlohovém hřídeli taktéž dvojnásobným šikmým ozubením s počtem zubů 23 a šířky 120 mm. Materiál hřídele a tedy i ozubení je 16 220.

Na předlohovém hřídeli je upnuto ozubené kolo s dvojnásobným šikmým ozubením s počtem zubů 70. Šířka jednoho ozubení je 95 mm. Materiál tohoto kola je opět 14 220.

Hnací pastorek má 26 zubů a je vyroben z oceli 16 220.

Na ozubení klikového kola působí krouticí moment M_{skut}

$$M_{skut} = 262\,623 \text{ Nm} \quad (39)$$

Účinnost převodů po předlohový hřídel je dána součinem účinností převodů a ložisek.

$$\eta_{23} = \eta_{oz} \cdot \eta_{kl}^2 \cdot \eta_{val}^3 = 0,99 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99^2 = 0,922 \quad (40)$$

Krouticí moment na předlohovém hřídeli je pak dán

$$M_{k2} = \frac{M_{skut}}{i_{23} \cdot \eta_{23}} = \frac{262\,623}{4,30 \cdot 0,93} = 66\,241 \text{ Nm} \quad (41)$$

Dále účinnost od předlohy po hnací hřídel je dána

$$\eta_{12} = \eta_{oz} \cdot \eta_{val}^2 = 0,99 \cdot 0,99^2 = 0,97 \quad (42)$$

Krouticí moment na hnacím hřídeli je pak

$$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i_{12} \cdot \eta_{12}} = \frac{66\,241}{2,69 \cdot 0,97} = 25\,386 \text{ Nm} \quad (43)$$

Tyto materiály a krouticí momenty jsou použity ve výpočtech ozubení a při jejich pevnostní kontrole v programu Autodesk Inventor 2019 student. Také bude podle požadovaného krouticího momentu vybrán potřebný motor.

5.3 Pevnostní výpočet ozubení

Všechna ozubení jsou s dvojnásobně šikmým ozubením. Požadovaná životnost je 20 000 hodin. Je použita metoda výpočtu podle ISO 6336:1996. Protože ozubení je namáháno jen ve jmenovitém úhlu záběru lisu, je navrhováno s koeficientem bezpečnosti alespoň 1.

5.3.1 Soukolí 1 – hnací hřídel s pastorkem a předlokové kolo

Toto soukolí přenáší krouticí moment z motoru na předlohový hřídel.

| | | |
|---------------|--------------|----------|
| Radiální síla | F_{r1} [N] | 29271,46 |
| Obvodová síla | F_{t1} [N] | 68116,19 |
| Axiální síla | F_{a1} [N] | 24792,27 |
| Normální síla | F_{n1} [N] | 78356,74 |

Tabulka 16 Výsledné silové působení – soukolí 1

| | | Hnací pastorek | | Vložené kolo |
|---------------------------------|------------|-------------------|------------|-----------------|
| Součinitel bezpečnosti v dotyku | SH_1 | 1,722 | SH_2 | 1,713 |
| Součinitel bezpečnosti v ohybu | SF_1 | 3,919 | SF_2 | 3,938 |
| Statická bezpečnost v dotyku | SH_{st1} | 3,516 | SH_{st2} | 3,496 |
| Statická bezpečnost v ohybu | SF_{st1} | 8,672 | SF_{st2} | 8,753 |

Tabulka 17 Výsledné koeficienty bezpečnosti – soukolí 1

5.3.2 Soukolí 2 – pastorek na předlohovém hřídeli a klikové kolo

Druhé soukolí už přenáší krouticí moment přes výstředník na ojnici.

| | | |
|---------------|--------------|-----------|
| Radiální síla | F_{r2} [N] | 72777,39 |
| Obvodová síla | F_{t2} [N] | 185145,84 |
| Axiální síla | F_{a2} [N] | 32646,21 |
| Normální síla | F_{n2} [N] | 201660,85 |

Tabulka 18 Výsledné silové působení - soukolí 2

| | | Pastorek předlohy | | Klikové kolo |
|---------------------------------|-------------------|----------------------|-------------------|-----------------|
| Součinitel bezpečnosti v dotyku | SH ₃ | 1,125 | SH ₄ | 1,174 |
| Součinitel bezpečnosti v ohybu | SF ₃ | 2,001 | SF ₄ | 2,001 |
| Statická bezpečnost v dotyku | SH _{st3} | 2,413 | SH _{st4} | 2,436 |
| Statická bezpečnost v ohybu | SF _{st3} | 4,493 | SF _{st4} | 4,493 |

Tabulka 19 Výsledné koeficienty bezpečnosti - soukolí 2

Výpočet velikosti čelních normálových sil

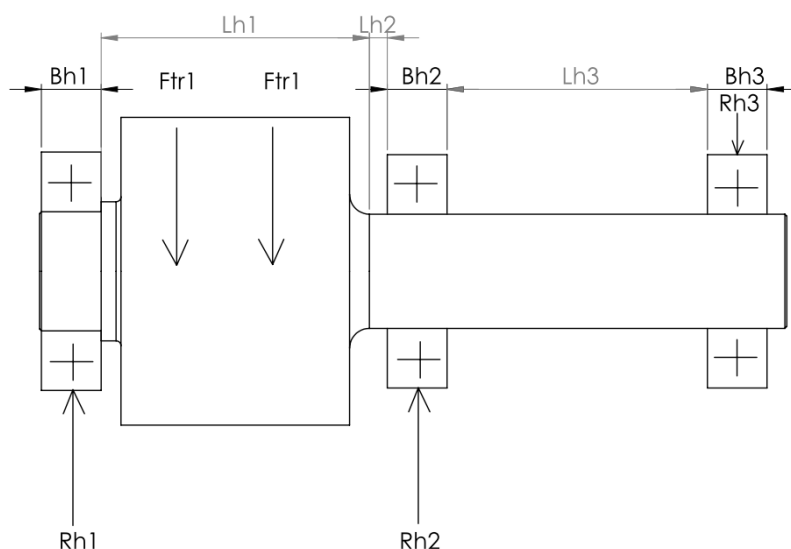
Protože se axiální síly v ozubení odečtou, mohou být pro výpočty použity pouze čelní normálové síly.

$$F_{tr1} = \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2} = \sqrt{29\,271,46^2 + 68\,116,19^2} = 74\,139,29\,N \quad (44)$$

$$F_{tr2} = \sqrt{F_{r2}^2 + F_{t2}^2} = \sqrt{72\,777,39^2 + 185\,145,84^2} = 198\,936,0\,N \quad (45)$$

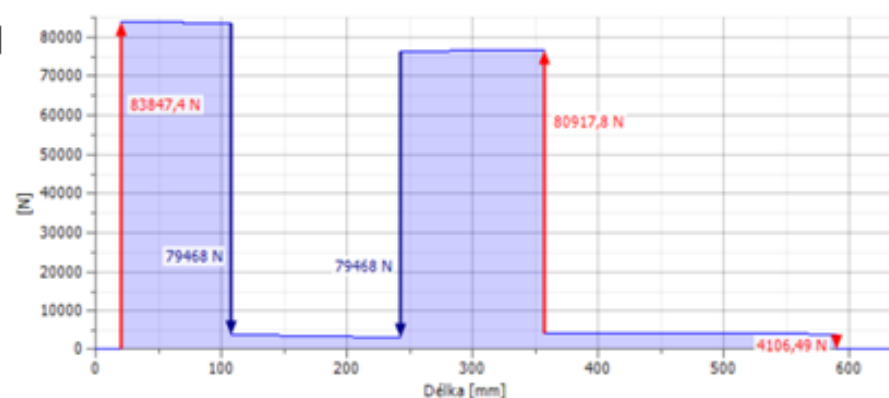
5.4 Pevnostní kontrola hnacího hřídele

Hřídel je namáhán míjivým krutem a míjivým ohybem. Smykové namáhání je zanedbáno. Kontrolována budou místa, kde bude největší redukované napětí, které se odečte z vygenerovaného grafu generátoru komponent. V místě ozubení se uvažuje pouze válec o průměru roztečné kružnice ozubení.

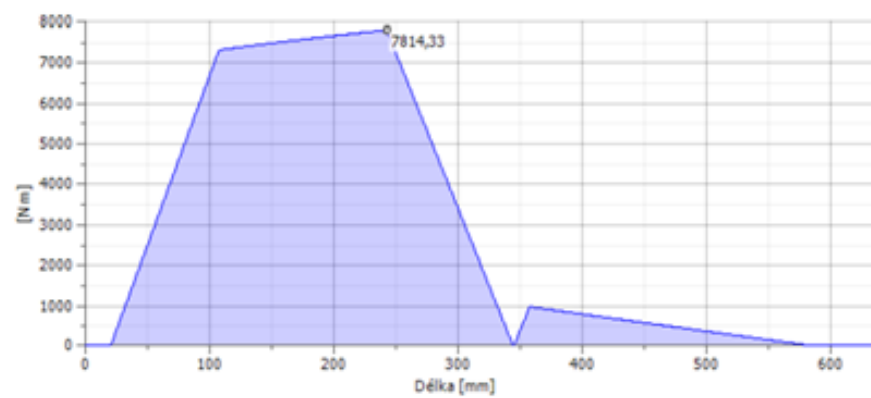


Obrázek 23 Silové působení na hnacím hřídeli

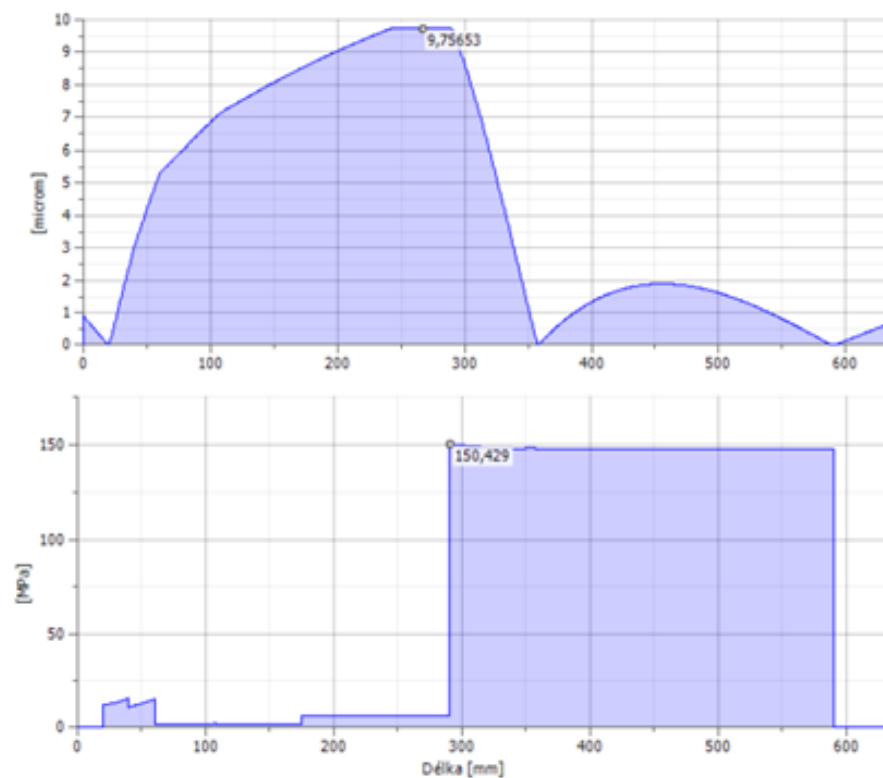
☐ Smyková síla



☐ Ohybový moment



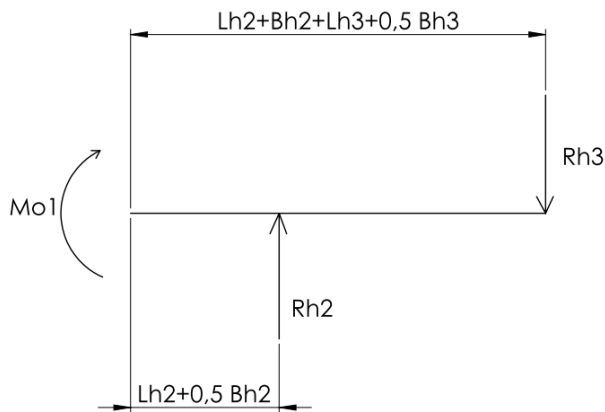
☐ Průhyb



Obrázek 24 Reakce, ohybový moment, průhyb a redukované napětí na hnacím hřídeli

Dané velikosti: šířka ložiska $B_{h1} = 62 \text{ mm}$, šířka ložiska $B_{h2} = 74 \text{ mm}$, šířka ložiska $B_{h3} = 60 \text{ mm}$, vzdálenost $L_{h1} = 270 \text{ mm}$, vzdálenost $L_{h2} = 30,5 \text{ mm}$, vzdálenost $L_{h3} = 165,5 \text{ mm}$, $d_1 = 115 \text{ mm}$

Velikost reakce $R_{h1} = 83\,847 \text{ N}$, reakce $R_{h2} = 80\,917 \text{ N}$, reakce $R_{h3} = 4\,106 \text{ N}$



Obrázek 25 Ohybový moment v místě 1

Výpočet v nebezpečném průřezu 1

Ohybový moment v místě 1

$$\begin{aligned} M_{o1} &= R_{h2} \cdot (L_{h2} + 0,5 \cdot B_{h2}) - R_{h3} \cdot (L_{h2} + B_{h2} + L_{h3} + 0,5 \cdot B_{h3}) \\ &= 80\,917 \cdot 67,5 - 300 \cdot 4\,106 = 4\,230\,002 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (46)$$

Modul průřezu v ohybu v místě 1

$$W_{o1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} = \frac{\pi \cdot 115^3}{32} = 149\,311,6 \text{ mm}^3 \quad (47)$$

Napětí v ohybu v místě 1

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{4\,230\,002}{149\,311,6} = 28,33 \text{ MPa} \quad (48)$$

Modul průřezu v krutu v místě 1

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot 115^3}{16} = 298\,623,1 \text{ mm}^3 \quad (49)$$

Napětí v krutu v místě 1

$$\tau_{k1} = \frac{M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{25\,386 \cdot 10^3}{298\,623} = 85,01 \text{ MPa} \quad (50)$$

Výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti

Pro ocel 16 220 je mez pevnosti materiálu $R_{m16220} = 880 \text{ MPa}$ a mez kluzu $R_{e16220} = 635 \text{ MPa}$.

Pak mez únavy materiálu v tahu je

$$\sigma_c = 0,45 \cdot R_{m16220} = 0,45 \cdot 880 = 396 \text{ MPa.} \quad (51)$$

Dále pak mez únavy materiálu při míjivém ohybu je

$$\sigma_h = 0,74 \cdot R_{m16220} = 0,74 \cdot 880 = 651 \text{ MPa.} \quad (52)$$

A mez únavy materiálu při míjivém krutu je

$$\tau_{ch} = 0,49 \cdot R_{m16220} = 0,49 \cdot 880 = 431 \text{ MPa.} \quad (53)$$

Výpočet pro kombinované namáhání míjivým ohybem a krutem

Znamé parametry jsou materiálová konstanta pro ocel $k = 0,02$; délka $l_1 = 350 \text{ mm}$, $r_1 = 20 \text{ mm}$, součinitel koncentrace napětí $\alpha_{o1} = 2,3$; součinitel koncentrace napětí v krutu $\alpha_{k1} = 1,3$

Pro míjivý ohyb

Součinitel velikosti 1 v místě 1

$$v_{11} = 1 - \sqrt{k \cdot \log \frac{l_1}{d_1}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{350}{115}} = 0,90 \quad (54)$$

Součinitel velikosti v ohybu 2 v místě 1

$$v_{21} = 1 + \left(\frac{\sigma_h}{\sigma_c} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{l_1}{d_1}} = 1 + \left(\frac{651}{396} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{350}{115}} = 2,12 \quad (55)$$

Součinitel velikosti v ohybu v místě 1

$$v_{o1} = v_{11} \cdot v_{21} = 0,90 \cdot 2,12 = 1,91 \quad (56)$$

Součinitel vrubu v ohybu v místě 1

-materiálová charakteristika $K_1 = 0,35$

$$\beta_{o1} = \frac{\alpha_{o1}}{1 + \left(\frac{\alpha_{o1} - 1}{\alpha_{o1}} \right) \cdot \frac{K_1}{\sqrt{r_1}}} = \frac{2,3}{1 + \left(\frac{2,3 - 1}{2,3} \right) \cdot \frac{0,35}{\sqrt{20}}} = 2,20 \quad (57)$$

Součinitel povrchu v místě 1

-součinitel opracování a prostředí v místě $\eta_{11} = 0,83$

- součinitel povrchové úpravy a tepelného zpracování v místě $\eta_{21} = 1,70$

$$\eta_1 = \eta_{11} \cdot \eta_{21} = 0,83 \cdot 1,70 = 1,41 \quad (58)$$

Mez únavy při mýjivém ohybu v místě 1

$$\sigma'_{hco} = \frac{\nu_{o1} \cdot \eta_1 \cdot \sigma_h}{\beta_{o1}} = \frac{1,91 \cdot 1,41 \cdot 651}{2,20} = 798,47 \text{ MPa} \quad (59)$$

Střední napětí v ohybu v místě 1

$$\sigma_{m1} = \frac{\sigma_{o1}}{2} = \frac{28,33}{2} = 14,17 \text{ MPa} \quad (60)$$

Bezpečnost v ohybu v místě 1

$$k_{o1} = \frac{\sigma_{hco}}{\sigma_{m1}} = \frac{798,47}{14,17} = 56,37 \quad (61)$$

Pro mýjivý krut

Součinitel velikosti v krutu 2 v místě 1

$$\nu_{k21} = 1 + \left(\frac{\tau_{ch}}{\sigma_c} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{l_1}{d_1}} = 1 + \left(\frac{431}{396} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{350}{115}} = 1,15 \quad (62)$$

Součinitel velikosti v krutu v místě 1

$$\nu_{k1} = \nu_{11} \cdot \nu_{k21} = 0,90 \cdot 1,15 = 1,04 \quad (63)$$

Součinitel vrubu v krutu v místě 1

$$\beta_{k1} = \frac{\alpha_{k1}}{1 + \left(\frac{\alpha_{k1} - 1}{\alpha_{k1}} \right) \cdot \frac{K_1}{\sqrt{r_1}}} = \frac{1,3}{1 + \left(\frac{1,3 - 1}{1,3} \right) \cdot \frac{0,35}{\sqrt{20}}} = 1,28 \quad (64)$$

Mez únavy při mýjivém krutu v místě 1

$$\tau'_{hc1} = \frac{\nu_{k1} \cdot \eta_1 \cdot \tau_{hc}}{\beta_{k1}} = \frac{1,04 \cdot 1,41 \cdot 431}{1,28} = 495,64 \text{ MPa} \quad (65)$$

Střední napětí v krutu v místě 1

$$\tau_{m1} = \frac{\tau_{k1}}{2} = \frac{85,01}{2} = 42,51 \text{ MPa} \quad (66)$$

Bezpečnost v krutu v místě 1

$$k_{k1} = \frac{\tau'_{hc1}}{\tau_{m1}} = \frac{495,64}{42,51} = 11,66 \quad (67)$$

Bezpečnost pro kombinované namáhání

Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti v místě 1

$$k_{cel1} = \frac{k_{o1} \cdot k_{k1}}{\sqrt{k_{o1}^2 + k_{k1}^2}} = \frac{56,37 \cdot 11,66}{\sqrt{56,37^2 + 11,66^2}} = 11,42 \quad (68)$$

5.5 Kontrola ložisek hnacího hřídele

Ložiska jsou namáhána plným zatížením jen v rozmezí jmenovitého úhlu lisu α_j . Proto se počítá s životností ložisek 10 000 hodin.

Ložisko v podpoře R_{h1} je soudečkové SKF 24026 s koeficientem dynamického zatížení $C = 569 \text{ kN}$ a exponent je $p = 10/3$. Pak je životnost dána

$$L_{t1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \left(\frac{C}{R_{h1}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 695} \left(\frac{569}{80,9} \right)^{3,3} = 15\,979 \text{ hod} \quad (69)$$

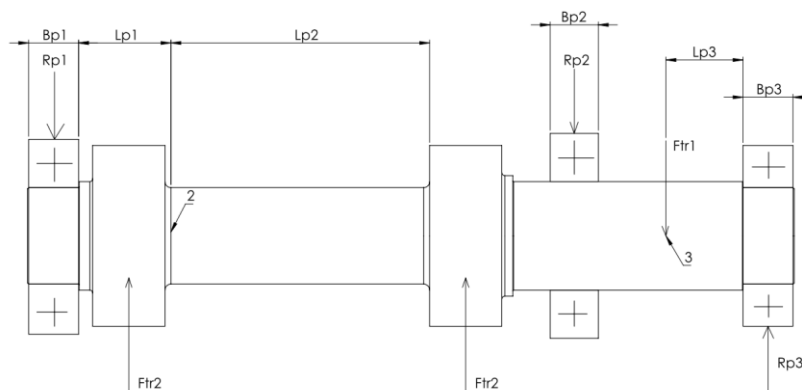
Ložisko v podpoře R_{h2} je soudečkové SKF 23124 s koeficientem dynamického zatížení $C = 520 \text{ kN}$

$$L_{t2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \left(\frac{C}{R_{h2}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 695} \left(\frac{520}{83,8} \right)^{3,3} = 10\,524 \text{ hod} \quad (70)$$

Dovolené naklonění ložisek SKF je $0,5^\circ$. Maximální úhel průhybu hnacího hřídele je $0,009^\circ$, takže naklonění je vyhovující.

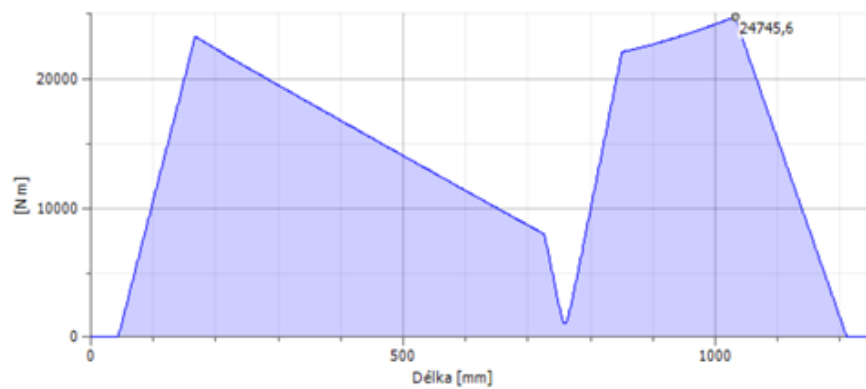
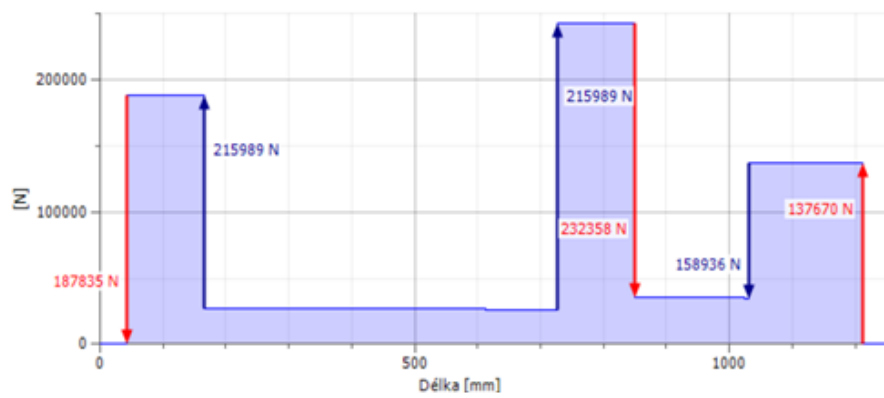
5.6 Pevnostní kontrola předlohového hřídele

Předlohový hřídel přenáší krouticí moment z hnacího hřídele prostřednictvím vloženého kola přes pastorky na klikové kolo. Je namáhán na mívivý ohyb a mívivý krut. Hřídel je uložen na třech ložiscích.

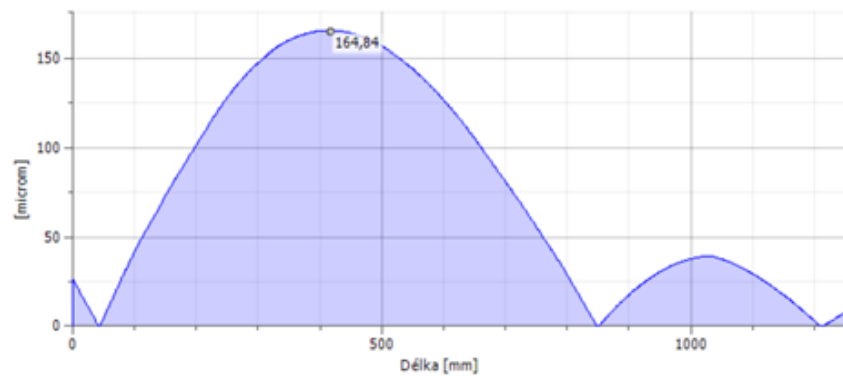


Obrázek 26 Silové působení na předlohovém hřídeli

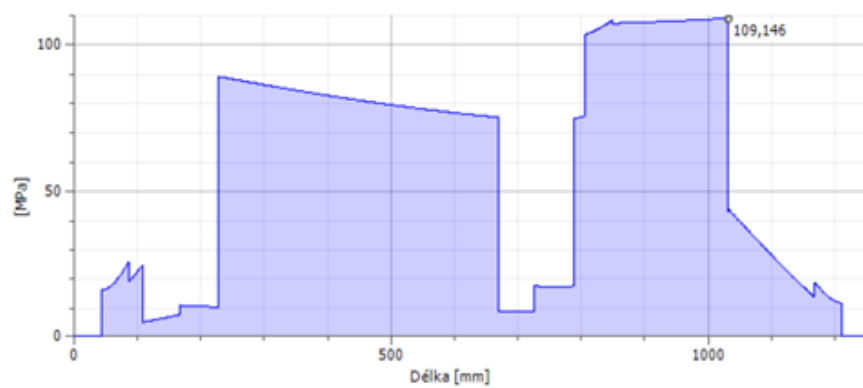
☐ Smyková síla



☐ Průhyb



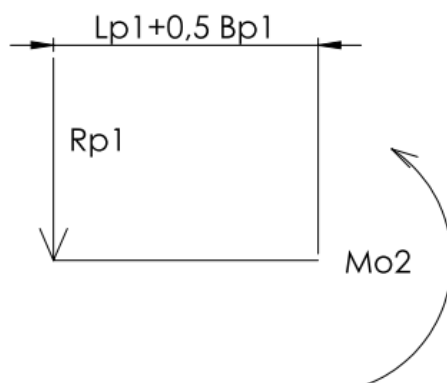
☐ Redukované napětí



Obrázek 27 Reakce, ohybový moment, průhyb a redukované napětí na předlohovém hřídeli

Dané velikosti: šířka ložiska $B_{p1} = 86 \text{ mm}$, šířka ložiska $B_{p3} = 86 \text{ mm}$, vzdálenost $L_{p1} = 152,5 \text{ mm}$, vzdálenost $L_{p2} = 440 \text{ mm}$, vzdálenost $L_{p3} = 165,5 \text{ mm}$, $d_3 = 180 \text{ mm}$

Výpočet v nebezpečném průřezu 2



Obrázek 28 Ohybový moment v místě 2

Ohybový moment v místě 2

$$M_{o2} = R_{p1} \cdot (L_{p1} + 0,5 \cdot B_{p1}) = 187\,670 \cdot (43 + 152,5) = 36\,721\,743 \text{ Nmm} \quad (71)$$

Modul průřezu v ohybu v místě 2

$$W_{o2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32} = \frac{\pi \cdot 160^3}{32} = 402\,123,9 \text{ mm}^3 \quad (72)$$

Napětí v ohybu v místě 2

$$\sigma_{o2} = \frac{M_{o2}}{W_{o2}} = \frac{36\,721\,743}{402\,123,9} = 91,32 \text{ MPa} \quad (73)$$

Modul průřezu v krutu v místě 2

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{\pi \cdot 160^3}{16} = 804\,247,7 \text{ mm}^3 \quad (74)$$

Napětí v krutu v místě 2

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{W_{k2}} = \frac{66\,241 \cdot 10^3}{804\,247,7} = 82,36 \text{ MPa} \quad (75)$$

Výpočet bezpečnosti vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti

Výpočet pro kombinované namáhání míjivým ohybem a krutem

Znamé parametry jsou materiálová konstanta pro ocel $k = 0,02$; délka $L_{p2} = 440$ mm, $r_2 = 10$ mm, $d_2 = 160$ mm, součinitel koncentrace napětí $\alpha_{o1} = 2,3$; součinitel koncentrace napětí v krutu $\alpha_{k1} = 1,3$

Pro míjivý ohyb

Součinitel velikosti 1 v místě 2

$$v_{12} = 1 - \sqrt{k \cdot \log \frac{L_{p2}}{d_2}} = 1 - \sqrt{0,02 \cdot \log \frac{440}{160}} = 0,91 \quad (76)$$

Součinitel velikosti v ohybu 2 v místě 2

$$v_{22} = 1 + \left(\frac{\sigma_h}{\sigma_c} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{L_{p2}}{d_2}} = 1 + \left(\frac{651}{396} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{440}{160}} = 2,07 \quad (77)$$

Součinitel velikosti v ohybu v místě 2

$$v_{o2} = v_{12} \cdot v_{22} = 0,91 \cdot 2,07 = 1,87 \quad (78)$$

Součinitel vrubu v ohybu v místě 2

-materiálová charakteristika $K_1 = 0,35$

$$\beta_{o2} = \frac{\alpha_{o2}}{1 + \left(\frac{\alpha_{o2} - 1}{\alpha_{o2}} \right) \cdot \frac{K_1}{\sqrt{r_2}}} = \frac{2,3}{1 + \left(\frac{2,3 - 1}{2,3} \right) \cdot \frac{0,35}{\sqrt{10}}} = 2,11 \quad (79)$$

Součinitel povrchu v místě 2

-součinitel opracování a prostředí v místě $\eta_{221} = 0,83$

- součinitel povrchové úpravy a tepelného zpracování v místě $\eta_{22} = 1,70$

$$\eta_2 = \eta_{221} \cdot \eta_{22} = 0,83 \cdot 1,70 = 1,41 \quad (80)$$

Mez únavy při míjivém ohybu v místě 2

$$\sigma'_{hco} = \frac{v_{o2} \cdot \eta_2 \cdot \sigma_h}{\beta_{o1}} = \frac{1,87 \cdot 1,41 \cdot 651}{2,11} = 814,65 \text{ MPa} \quad (81)$$

Střední napětí v ohybu v místě 2

$$\sigma_{m2} = \frac{\sigma_{o2}}{2} = \frac{91,32}{2} = 45,66 \text{ MPa} \quad (82)$$

Bezpečnost v ohybu v místě 2

$$k_{o2} = \frac{\sigma_{hco}}{\sigma_{m2}} = \frac{814,65}{45,66} = 17,84 \quad (83)$$

Pro mívivý krut

Součinitel velikosti v krutu 2 v místě 2

$$v_{k22} = 1 + \left(\frac{\tau_{ch}}{\sigma_c} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{L_{p2}}{d_2}} = 1 + \left(\frac{431}{396} - 1 \right) \cdot \sqrt{\frac{440}{160}} = 1,15 \quad (84)$$

Součinitel velikosti v krutu v místě 2

$$v_{k2} = v_{12} \cdot v_{k22} = 0,91 \cdot 1,15 = 1,04 \quad (85)$$

Součinitel vrubu v krutu v místě 2

$$\beta_{k2} = \frac{\alpha_{k2}}{1 + \left(\frac{\alpha_{k2} - 1}{\alpha_{k2}} \right) \cdot \frac{K_1}{\sqrt{r_2}}} = \frac{1,3}{1 + \left(\frac{1,3 - 1}{1,3} \right) \cdot \frac{0,35}{\sqrt{10}}} = 1,60 \quad (86)$$

Mez únavy při mívivém krutu v místě 2

$$\tau'_{hc2} = \frac{v_{k2} \cdot \eta_2 \cdot \tau_{hc}}{\beta_{k2}} = \frac{1,04 \cdot 1,41 \cdot 431}{1,60} = 395,67 \text{ MPa} \quad (87)$$

Střední napětí v krutu v místě 2

$$\tau_{m2} = \frac{\tau_{k2}}{2} = \frac{82,36}{2} = 41,18 \text{ MPa} \quad (88)$$

Bezpečnost v krutu v místě 2

$$k_{k2} = \frac{\tau'_{hc2}}{\tau_{m2}} = \frac{395,67}{41,18} = 9,61 \quad (89)$$

Bezpečnost pro kombinované namáhání

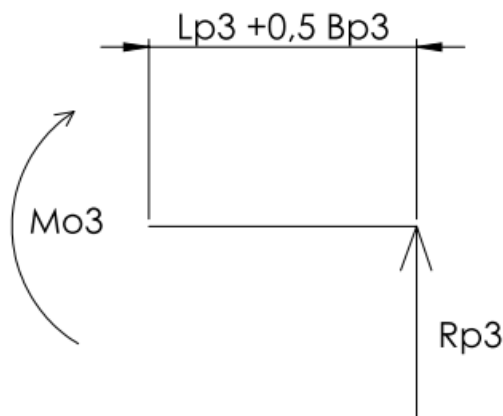
Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti v místě 2

$$k_{cel2} = \frac{k_{o2} \cdot k_{k2}}{\sqrt{k_{o2}^2 + k_{k2}^2}} = \frac{17,84 \cdot 9,61}{\sqrt{17,84^2 + 9,61^2}} = 8,46 \quad (90)$$

Výpočet v nebezpečném průřezu 3

Znamé parametry: $d_3 = 180 \text{ mm}$, $R_{p3} = 137\,670 \text{ N}$, součinitel velikosti v místě 3 $v_3 = 0,65$, součinitel kvality povrchu $\eta_{13} = 0,83$

Zatížené místo je bez vrubu, takže se použijí rovnou hodnoty napětí.



Obrázek 29 Ohybový moment v místě 3

Ohybový moment v místě 3

$$M_{o3} = R_{p3} \cdot (L_{p3} + 0,5 \cdot B_{p3}) = 137\,670 \cdot (137 + 43) = 24\,780\,600 \text{ Nmm} \quad (91)$$

Modul průřezu v ohybu v místě 3

$$W_{o3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{32} = \frac{\pi \cdot 180^3}{32} = 572\,555,3 \text{ mm}^3 \quad (92)$$

Napětí v ohybu v místě 3

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3}}{W_{o3}} = \frac{24\,780\,600}{572\,555,3} = 43,28 \text{ MPa} \quad (93)$$

Modul průřezu v krutu v místě 3

$$W_{k3} = \frac{\pi \cdot d_3^3}{16} = \frac{\pi \cdot 180^3}{16} = 1\,145\,110,5 \text{ mm}^3 \quad (94)$$

Napětí v krutu v místě 3

$$\tau_{k3} = \frac{M_{k3}}{W_{k3}} = \frac{66\,241 \cdot 10^3}{1\,145\,110,5} = 57,85 \text{ MPa} \quad (95)$$

Redukované napětí v místě 3

$$\sigma_{red3} = \sqrt{\sigma_{o3}^2 + 3 \cdot \tau_{k3}^2} = \sqrt{43,28^2 + 57,85^2} = 109,14 \text{ MPa} \quad (96)$$

Statická bezpečnost

$$k_{st3} = \frac{R_{e16220}}{\sigma_{red3}} = \frac{635}{109,14} = 5,82 \quad (97)$$

Redukovaná mez únavy

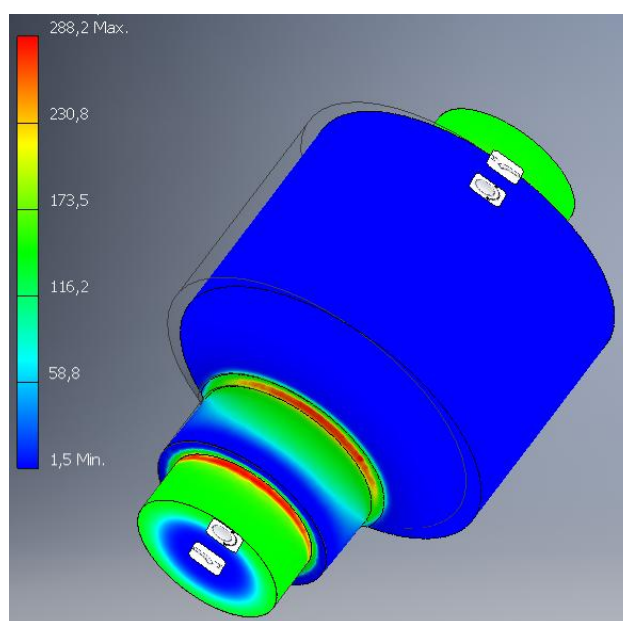
$$\sigma_{cP} = \sigma_c \cdot v_3 \cdot \eta_{13} = 396 \cdot 0,65 \cdot 0,83 = 213,64 \text{ MPa} \quad (98)$$

Dynamická bezpečnost

$$k_{dyn3} = \frac{\sigma_{cP}}{\sigma_{red3}} = \frac{213,64}{109,14} = 1,96 \quad (99)$$

5.7 Pevnostní kontrola klikového hřídele

Klikový hřídel přenáší krouticí moment na ojnici a tím převádí točivý pohyb na posuvný. Je uložen v bronzových kluzných pouzdrech. Pevnostní analýza byla provedena v programu Autodesk Inventor 2019.



Obrázek 30 Pevnostní analýza klikového hřídele

Největší dosažené napětí je velikosti $\sigma_{k4} = 288,2$ Mpa. Potom bezpečnost je dána poměrem

$$k_{k4} = \frac{R_{e16220}}{\sigma_{k4}} = \frac{635}{288,2} = 2,20 \quad (100)$$

5.8 Kontrola ložisek předlohového hřídele

Ložisko v podpoře R_{p1} je soudečkové SKF 23132 s koeficientem dynamického zatížení $C = 1\,029$ kN a exponent je $p = 10/3$. Pak je životnost dána

$$L_{l1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{C}{R_{p1}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 258} \left(\frac{1029}{137,7} \right)^{3,3} = 52\,641 \text{ hod} \quad (101)$$

Ložisko v podpoře R_{p2} je soudečkové SKF 24036 s koeficientem dynamického zatížení $C = 1\,134$ kN

$$L_{l2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{C}{R_{p2}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 258} \left(\frac{1134}{232,4} \right)^{3,3} = 12\,714 \text{ hod} \quad (102)$$

Ložisko v podpoře R_{p3} je soudečkové SKF 23132 s koeficientem dynamického zatížení $C = 1\,029$ kN

$$L_{l2} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{C}{R_{p3}} \right)^p = \frac{10^6}{60 \cdot 258} \left(\frac{1029}{187,8} \right)^{3,3} = 18\,712 \text{ hod} \quad (103)$$

Dovolené naklopení ložisek SKF je $0,5^\circ$. Maximální úhel průhybu hnacího hřídele je $0,038^\circ$, takže naklopení je vyhovující.

5.9 Kontrola svěrných pouzder

Svěrným pouzdrem je upevněno vložené kolo na předlohovém hřídeli. Toto pouzdro je od firmy Ringfeder typ RfN 7014 180x250, které přenesou $T = 83\,000$ Nm při utahovacím momentu šroubů 355 Nm. (16) Předlohový hřídel přenáší krouticí moment $M_{k2} = 66\,241$ Nm. Bezpečnost pak bude

$$k_{sp2} = \frac{T}{M_{k2}} = \frac{83\,000}{66\,241} = 1,25 \quad (104)$$

Svěrnými pouzdry Ringfeder jsou také uchycena kliková kola ke klikovému hřídeli. Tato pouzdra jsou typu RfN 7012.2 340x425 a přenesou krouticí moment $T = 220\,626$ Nm. (17) Krouticí moment na klikovém hřídeli je $M_{skut} = 262\,623$ Nm.

$$k_{sp3} = \frac{2 \cdot T}{M_{skut}} = \frac{2 \cdot 220\,626}{262\,623} = 1,68 \quad (105)$$

6 ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout dvoubodový mechanický lis s přímým pohonem s variabilní šířkou pracovního stolu při co nejmenších změnách příčnicku.

V první části práce je přehled dvoubodových lisů současné produkce a také přehled jejich technických parametrů (zdvih, výkon motorů, rozměry pracovního stolu atd.). Z těchto parametrů byly vybrány ty nejběžnější a použity pro návrh dvoubodového klikového lisu. V další části jsou vypočteny základní parametry klikového mechanismu. Dále byly navrženy tři varianty pohonu lisu různou účinností a s různým počtem komponent potřebných pro nejdelší variantu lisu. Při požadavku co nejmenších změn příčnicku byla vybrána varianta se dvěma motory.

V tomto provedení každé klikové kolo pohání jeden motor, proto není zapotřebí pro delší varianty vyrábět další ozubená kola. Počet komponent je pro všechny varianty v podstatě stejný. Šířka pracovního stolu se může plynule měnit od nejmenší po nejdelší podle požadavků zákazníka. Je zapotřebí pouze prodlužovat a vyztužovat příčnick. Všechny ozubené převody byly zvoleny jako dvojité šikmé ozubení z důvodu odečtení axiálních sil a menšího zatížení ložisek.

Nevýhodou tohoto řešení bude vysoká cena dvou motorů.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

1. **Unipress.** VSHD. [Online] 2019. [Citace: 23. 11 2019.] (5)
<http://www.unipress.com.tw/en/product-619017/Dual-Point-Straight-Side-Mechanical-Press-110-to-800-Tons-VSHD-Series.html>.
2. **Smeral.** LDO800. *Smeral*. [Online] 2019. [Citace: 23. 11 2019.]
<https://www.smeral.cz/cs/product/38/ldo-800-a-s>.
3. **Worldpress.** JL36. *Worldpress*. [Online] 2019. [Citace: 23. 11 2019.] (8)
<https://www.worldpunchmachine.com/mechanical-press/jl36-straight-side-double-point-link-motion.html>.
4. —. JX36. *Worldpress*. [Online] 2019. [Citace: 23. 11 2019.] Worldpress.
5. —. JS36. *Worldpress*. [Online] 2019. [Citace: 23. 11 2019.] (6)
<https://www.worldpunchmachine.com/mechanical-press/js36-straight-side-double-points-press.html>.
6. **JNH Press.** [Online] 2019. [Citace: 23. 11 2019.] (2)
<http://www.jnhpress.com/eng/product/product.php?ptype=view&prdcod=1708240022&catcode=11130000&page=1&catcode=11130000&searchopt=&searchkey=>.
7. **JNH Press.** *JNH Press*. [Online] 2019. [Citace: 23. 11 2019.] (1)
<http://www.jnhpress.com/eng/product/product.php?ptype=view&prdcod=1309260007&catcode=11130000&page=1&catcode=11130000&searchopt=&searchkey=>.
8. **AIDA America.** mcx. *AIDA*. [Online] 2019. [Citace: 23. 11 2019.] (3) <https://www.aida-global.com/mechanical-presses/progressive-die-transfer-stamping-press-mcx/>.
9. —. dsf m2. *AIDA*. [Online] 2019. [Citace: 23. 11 2019.] (4) <https://www.aida-global.com/servo-presses/straightside-stamping-press-dsf-m2/>.
10. **Simpac .** MC. *Simpac .* [Online] 2019. [Citace: 5. 12 2019.] <https://www.simpac-europe.com/en/products/mc-series>.
11. **Simpac.** MX. *Simpac*. [Online] 2019. [Citace: 5. 12 2019.] <https://www.simpac-europe.com/en/products/mx-series>.
12. —. SX. *Simpac*. [Online] 2019. [Citace: 5. 12 2019.] (12) <https://www.simpac-europe.com/en/products/sx-series>.
13. —. DAH. *Simpac*. [Online] 2020. [Citace: 5. 1 2020.] (14) <http://www.simpac-america.com/products/mechanical-presses/stamping-presses/dadah-series>.
14. **Komatsu.** H2FM. *Komatsu*. [Online] 2020. [Citace: 5. 1 2020.] (13)
<https://www.komatsupress.com/products/servo-press/h2fm-next-generation-progressive-servo-press/>.
15. **Ivan, Kamelander.** *Tvářecí stroje I*. Brno : VUT, 1989. 80-214-1037-X.
16. **Ringfeder.** Ringfeder 7014. [Online] 2020. <https://www.ringfeder.com/products/locking-assemblies/locking-assemblies-self-centering/rfn-7014/>.

17. —. Ringfeder 7012.2. [Online] 2020. <https://www.ringfeder.com/products/locking-assemblies-bending-loads/locking-assemblies-bending-loads-without-axial-displacement/rfn-7012.2/>.
18. **Pokorný.** *Výrobní stroje II - Mechanické lisy*. Liberec : Technická univerzita v Liberci, 1998.
19. **I., Kamelander.** *Tvářecí stroje 2*. Brno : VUT, 1989. 80-214-1038-8.
20. **J., Omes.** *Stavba výrobních strojů I*. Brno : VUT. přednášky.
21. —. *Stavba výrobních strojů II*. Brno : VUT. přednášky.

8 SEZNAM OBRÁZKŮ

| | |
|---|----|
| Obrázek 1 Lis VSHD 600 firmy Unipress (1) | 12 |
| Obrázek 2 Ostříhovací lis LDO 800 A/S firmy Šmeral (2) | 12 |
| Obrázek 3 Lis JL36 firmy World press China (3) | 13 |
| Obrázek 4 Lis JX36 firmy World press China (4) | 13 |
| Obrázek 5 Lis JS36 firmy World press China (5) | 14 |
| Obrázek 6 Lis JCLP-2-800 firmy JNH Press (6) | 14 |
| Obrázek 7 Lis JNSP-2-800 firmy JNH Press (7) | 15 |
| Obrázek 8 Lis MCX-630 firmy AIDA (8) | 15 |
| Obrázek 9 Lis MCX-630 firmy AIDA (3) | 15 |
| Obrázek 10 Lis MC-800 firmy Simpac (10) | 17 |
| Obrázek 11 Lis MX-800 firmy Simpac (11) | 18 |
| Obrázek 12 Lis SX-800 firmy Simpac (12) | 18 |
| Obrázek 13 Řada lisů DA-1200 firmy Simpac (13) | 19 |
| Obrázek 14 Lis H2FM-630 firmy Komatsu (14) | 20 |
| Obrázek 15 Schéma klikového mechanismu bez tření (15) | 21 |
| Obrázek 16 Schéma klikového mechanismu se třením (15) | 23 |
| Obrázek 17 Návrh soukolí podle Buckinghamu verze 4 500 mm | 25 |
| Obrázek 18 Návrh soukolí podle Buckinghamu verze 2500 mm | 26 |
| Obrázek 19 Návrh soukolí s vloženými koly o stejném průměru verze 4 500 mm | 27 |
| Obrázek 20 Návrh soukolí s vloženými koly o stejném průměru verze 2500 mm | 27 |
| Obrázek 21 Variabilita šířky stolu při použití samostatného motoru pro každé klikové kolo | 28 |
| Obrázek 22 Návrh přímého pohonu bez vložených kol | 28 |
| Obrázek 23 Silové působení na hnacím hřídeli | 33 |
| Obrázek 24 Reakce, ohybový moment, průhyb a redukované napětí na hnacím hřídeli | 34 |
| Obrázek 25 Ohybový moment v místě 1 | 35 |
| Obrázek 26 Silové působení na předlohovém hřídeli | 38 |
| Obrázek 27 Reakce, ohybový moment, průhyb a redukované napětí na předlohovém hřídeli | 39 |
| Obrázek 28 Ohybový moment v místě 2 | 40 |
| Obrázek 29 Ohybový moment v místě 3 | 43 |
| Obrázek 30 Pevnostní analýza klikového hřídele | 44 |

9 SEZNAM TABULEK

| | |
|---|----|
| Tabulka 1 Vlastnosti lisu VSHD 800 (1) | 12 |
| Tabulka 2 Vlastnosti lisu LDO 800 A/S (2)..... | 12 |
| Tabulka 3 Vlastnosti lisu JL36 (3)..... | 13 |
| Tabulka 4 Vlastnosti lisu JX36 (4) | 13 |
| Tabulka 5 Vlastnosti lisu JS36 (5)..... | 14 |
| Tabulka 6 Vlastnosti lisu JCLP2 (6)..... | 14 |
| Tabulka 7 Vlastnosti lisu JNSP2 (7)..... | 15 |
| Tabulka 8 Vlastnosti lisu MCX (8)..... | 15 |
| Tabulka 9 Vlastnosti lisu DSF-M2 (9)..... | 16 |
| Tabulka 10 Vlastnosti lisu MC-800 (10)..... | 16 |
| Tabulka 11 Vlastnosti lisu MX-800 (11) | 17 |
| Tabulka 12 Vlastnosti lisu MX-800 (12) | 18 |
| Tabulka 13 Vlastnosti lisu DA-800 (13)..... | 19 |
| Tabulka 14 Vlastnosti lisu H2FM-800 (14) | 20 |
| Tabulka 15 Seřazení lisů podle šířky beranu..... | 20 |
| Tabulka 16 Výsledné silové působení – soukolí 1..... | 32 |
| Tabulka 17 Výsledné koeficienty bezpečnosti – soukolí 1 | 32 |
| Tabulka 18 Výsledné silové působení - soukolí 2 | 32 |
| Tabulka 19 Výsledné koeficienty bezpečnosti - soukolí 2..... | 33 |

10 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

| | |
|-------------------|---|
| μ | součinitel kluzného tření v kluzném ložisku |
| A | Vzdálenost čepu v beranu od osy klikového hřídele |
| A_{celk} | Celková práce |
| A_{def} | Deformační práce |
| a_{id} | Ideální rameno síly |
| $A_{\text{tř}}$ | Třecí práce |
| $a_{\text{tř}}$ | Třecí rameno síly |
| A_{tv} | Tvářecí práce |
| B | Vzdálenost čepu beranu od osy klikového hřídele na začátku pracovní části zdvihu |
| B_{h1} | Šířka ložiska 1 na hnacím hřídeli |
| B_{h2} | Šířka ložiska 2 na hnacím hřídeli |
| B_{p1} | Šířka ložiska 1 na předlohovém hřídeli |
| B_{p2} | Šířka ložiska 2 na předlohovém hřídeli |
| B_{p3} | Šířka ložiska 3 na předlohovém hřídeli |
| d_0 | Přibližný průměr klikového hřídele |
| D_1 | průměr roztečné kružnice |
| d_1 | průměr hnacího hřídelu v místě 1 |
| D_2 | průměr roztečné kružnice |
| d_2 | průměr předlohového hřídele v místě 2 |
| D_4 | průměr roztečné kružnice |
| d_{km} | Minimální průměr výstředníku |
| d_{op} | průměr opěry v beranu |
| F_{a1} | Axiální síla v soukolí 1 |
| F_{a2} | Axiální síla v soukolí 2 |
| f_{celk} | celková deformace stroje a nástrojů |
| F_j | Jmenovitá síla |
| F_L | Síla v ojnici |
| F_{Ls} | Skutečná velikost síly v ojnici |
| F_N | Normálová síla do vedení beranu |
| F_{n1} | Normální síla v soukolí 1 |
| F_{n2} | Normální síla v soukolí 2 |
| F_{r1} | Radiální síla v soukolí 1 |
| F_{r2} | Radiální síla v soukolí 2 |
| F_{t1} | Obvodová síla v soukolí 1 |
| F_{t2} | Obvodová síla v soukolí 2 |
| i_{12} | Převodový poměr mezi hnacím pastorkem a vloženým kolem |
| i_{23} | Převodový poměr mezi předlohovým pastorkem a klikovým kolem |
| K | Poměr poloměru kliky k délce ojnice |
| k | materiálová konstanta pro ocel |
| k_{cel1} | Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti na hnacím hřídeli v místě 1 |
| k_{cel2} | Bezpečnost vzhledem k meznímu stavu únavové pevnosti na předlohovém hřídeli v místě 2 |

| | |
|--------------|---|
| k_{k1} | Bezpečnost v krutu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| k_{k2} | Bezpečnost v krutu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| k_{k4} | Bezpečnost klikového hřídele |
| k_{o1} | Bezpečnost v ohybu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| k_{o2} | Bezpečnost v ohybu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| k_{sp2} | Bezpečnost svěrného pouzdra na předlohovém hřídeli |
| k_{sp3} | Bezpečnost svěrného pouzdra na klikovém hřídeli |
| L_0 | Délka ojnice |
| l_1 | délka úseku na hnacím hřídelu |
| L_{h2} | délka úseku na předlohovém hřídeli |
| l_k | Šířka ojnice |
| m | Modul |
| M_k | Krouticí moment na klikovém kole |
| M_{k1} | Krouticí moment na hnacím hřídeli |
| M_{k2} | Krouticí moment na předlohovém hřídeli |
| M_{o1} | Ohybový moment na hnacím hřídeli v místě 1 |
| M_{o3} | Ohybový moment na předlohovém hřídeli v místě 3 |
| M_{skut} | Skutečný krouticí moment na klikovém kole |
| n_j | maximální počet zdvihů za minutu |
| p_{dv} | měrný tlak na čepu výstředníku |
| p_{pk} | Dovolený tlak na pouzdro kliky |
| r | Poloměr kliky (excentricita) |
| r_1 | poloměr zaoblení na hnacím hřídelu |
| r_2 | poloměr zaoblení na předlohovém hřídeli |
| R_{e16220} | mez kluzuoceli 16 220 |
| R_{m16220} | mez pevnosti materiálu 16 220 |
| SF_1 | Součinitel bezpečnosti v ohybu hnacího pastorku |
| SF_2 | Součinitel bezpečnosti v ohybu vloženého kola |
| SF_3 | Součinitel bezpečnosti v ohybu předlohového pastorku |
| SF_4 | Součinitel bezpečnosti v ohybu klikového kola |
| SF_{st1} | Statická bezpečnost v ohybu hnacího pastorku |
| SF_{st2} | Statická bezpečnost v ohybu vloženého kola |
| SF_{st3} | Statická bezpečnost v ohybu předlohového pastorku |
| SF_{st4} | Statická bezpečnost v ohybu klikového kola |
| SH_1 | Součinitel bezpečnosti v dotyku hnacího pastorku |
| SH_2 | Součinitel bezpečnosti v dotyku vloženého kola |
| SH_3 | Součinitel bezpečnosti v dotyku předlohového pastorku |
| SH_4 | Součinitel bezpečnosti v dotyku klikového kola |
| SH_{st1} | Statická bezpečnost v dotyku hnacího pastorku |
| SH_{st2} | Statická bezpečnost v dotyku vloženého kola |
| SH_{st3} | Statická bezpečnost v dotyku předlohového pastorku |
| SH_{st4} | Statická bezpečnost v dotyku klikového kola |

| | |
|----------------------|---|
| s_j | Pracovní dráha |
| t_{cykl} | čas cyklu |
| T_{ξ} | Tečná síla na klikovém čepu |
| v_v | Obvodová rychlost na čepu výstředníku |
| W_{k1} | Modul průřezu na hnacím hřídeli v krutu v místě 1 |
| W_{k2} | Modul průřezu na předlohovém hřídeli v krutu v místě 2 |
| W_{k3} | Modul průřezu na předlohovém hřídeli v krutu v místě 3 |
| W_{o1} | Modul průřezu v ohybu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| W_{o2} | Modul průřezu v ohybu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| W_{o3} | Modul průřezu v ohybu na předlohovém hřídeli v místě 3 |
| z | Zdvih |
| z_1 | Počet zubů pastorku |
| z_2 | Počet zubů vloženého kola |
| z_4 | Počet zubů klikového kola |
| α_j | Jmenovitý úhel lisu |
| α_{k1} | součinitel koncentrace napětí v krutu |
| α_{k2} | součinitel koncentrace napětí v krutu v místě 2 |
| α_{o1} | součinitel koncentrace napětí |
| α_{o2} | součinitel koncentrace napětí v místě 2 |
| β | Úhel mezi ojnicí a směrem pohybu beranu |
| β_{k1} | Součinitel vrubu v krutu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| β_{k2} | Součinitel vrubu v krutu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| β_{o1} | Součinitel vrubu v ohybu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| β_{o2} | Součinitel vrubu v ohybu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| $\gamma_{\text{tř}}$ | Zešikmení směru síly v ojnicí vůči ose ojnice vlivem tření |
| η_{23} | Účinnost převodů po předlohovém hřídeli |
| η_{klu} | Účinnost kluzných ložisek |
| η_{ozub} | Účinnost ozubeného převodu |
| η_{val} | Účinnost valivých ložisek |
| v_{11} | Součinitel velikosti 1 na hnacím hřídeli v místě 1 |
| v_{12} | Součinitel velikosti 1 na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| v_{21} | Součinitel velikosti v ohybu 2 na hnacím hřídeli v místě 1 |
| v_{22} | Součinitel velikosti v ohybu 2 na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| v_{k1} | Součinitel velikosti v krutu na hnacím hřídeli v místě |
| v_{k2} | Součinitel velikosti v krutu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| v_{k21} | Součinitel velikosti v krutu 2 na hnacím hřídeli v místě 1 |
| v_{k22} | Součinitel velikosti v krutu 2 na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| v_{o1} | Součinitel velikosti v ohybu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| v_{o2} | Součinitel velikosti v ohybu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| ρ_{ξ} | třecí poloměr mezi beranem a ojnicí |
| ρ_k | třecí poloměr mezi ojnicí a klikovým |
| ρ_o | Třecí poloměr mezi klikovým kolem a čepem |

| | |
|-------------------------|--|
| σ'_{hco} | Mez únavy při míjivém ohybu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| $\sigma'_{\text{hco}2}$ | Mez únavy při míjivém ohybu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| σ_c | mez únavy materiálu |
| σ_h | únavy materiálu při míjivém ohybu |
| σ_{m1} | Střední napětí v ohybu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| σ_{m2} | Střední napětí v ohybu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| σ_{o1} | Napětí v ohybu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| σ_{o2} | Napětí v ohybu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| σ_{o3} | Napětí v ohybu na předlohovém hřídeli v místě 3 |
| $\tau'_{\text{hc}2}$ | Mez únavy při míjivém krutu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| τ_{ch} | mez únavy materiálu při míjivém krutu |
| τ_{k1} | Napětí v krutu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| τ_{k2} | Napětí v krutu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| τ_{k3} | Napětí v krutu na předlohovém hřídeli v místě 3 |
| τ_{m1} | Střední napětí v krutu na hnacím hřídeli v místě 1 |
| τ_{m2} | Střední napětí v krutu na předlohovém hřídeli v místě 2 |
| $\varphi_{\text{tř}}$ | Třecí součinitel |